

Aide-mémoire

**Surveillance
des machines
par analyse
des vibrations**



SHOUT
SHARE IT

CHEZ LE MÊME ÉDITEUR



Alain Boulenger, Christian Pachaud
Analyse vibratoire en maintenance
3^e édition
432 pages, 2007



Alain Boulenger
Aide-mémoire
Maintenance conditionnelle
160 pages, 2008

Alain Boulenger • Christian Pachaud

Aide-mémoire

**Surveillance
des machines
par analyse
des vibrations**

Préface de Claude Pichot

L'USINE NOUVELLE

DUNOD

Illustration de couverture :
© *Dragan Trifunovic - Fotolia.com*

Le pictogramme qui figure ci-contre mérite une explication. Son objet est d'alerter le lecteur sur la menace que représente pour l'avenir de l'écrit, particulièrement dans le domaine de l'édition technique et universitaire, le développement massif du photocopillage. Le Code de la propriété intellectuelle du 1^{er} juillet 1992 interdit en effet expressément la photocopie à usage collectif sans autorisation des ayants droit. Or, cette pratique s'est généralisée dans les établissements		d'enseignement supérieur, provoquant une baisse brutale des achats de livres et de revues, au point que la possibilité même pour les auteurs de créer des œuvres nouvelles et de les faire éditer correctement est aujourd'hui menacée. Nous rappelons donc que toute reproduction, partielle ou totale, de la présente publication est interdite sans autorisation de l'auteur, de son éditeur ou du Centre français d'exploitation du droit de copie (CFC, 20, rue des Grands-Augustins, 75006 Paris).
--	--	---

© Paris, Dunod, 2009
ISBN 978-2-10-054190-4

Le Code de la propriété intellectuelle n'autorisant, aux termes de l'article L. 122-5, 2° et 3° a), d'une part, que les « copies ou reproductions strictement réservées à l'usage privé du copiste et non destinées à une utilisation collective » et, d'autre part, que les analyses et les courtes citations dans un but d'exemple et d'illustration, « toute représentation ou reproduction intégrale ou partielle faite sans le consentement de l'auteur ou de ses ayants droit ou ayants cause est illicite » (art. L. 122-4).

Cette représentation ou reproduction, par quelque procédé que ce soit, constituerait donc une contrefaçon sanctionnée par les articles L. 335-2 et suivants du Code de la propriété intellectuelle.

PRÉFACE

Ce qui caractérise les usines d'aujourd'hui, c'est qu'elles donnent l'impression de fonctionner seules, sans surveillance ou presque.

Depuis le système de supervision de la salle de commande d'un laminoir, d'une distillerie, d'un haut-fourneau... ou depuis l'écran de commande d'une ligne d'embouteillage, d'un carrousel de remplissage, d'un atelier de moulage..., un opérateur commande aux machines grâce à des automates. Dans ces lieux, le silence règne et la température est toujours clémente. Comme si les machines étaient devenues silencieuses, comme si l'énergie avait disparu. Seule l'action sur un clic de souris trouble ce silence pour enclencher un transfert de milliers de m³ d'un bac de traitement vers une colonne de distillation, pour lancer le conditionnement de produits qui défilent à plus de 3 000 par heure... Quel bruit a fait la pompe de 400 kW en démarrant ? Sur le terrain, plus personne pour écouter, pour sentir, pour toucher, pour ausculter. Rondier ? Un métier relégué au siècle dernier ! Des capteurs ont remplacé les rondiers. Température, pression, débit, vibrations sont surveillés en permanence par des capteurs. Et des milliers d'informations parviennent aux automates qui affichent sur des graphes en couleur la variation des paramètres suivis. D'un clic, une pompe est remise en route, un seuil de régulation est modifié.

Parmi les capteurs, ceux qui mesurent les vibrations jouent un rôle essentiel. Non que les capteurs de surveillance et de régulation des procédés soient sans importance, bien entendu.

Essentiels, les capteurs de vibration le sont parce qu'ils surveillent la santé des machines. Les vibrations sont les effets du fonctionnement des machines, un sous-produit du fonctionnement mécanique en quelque sorte. Mais un sous-produit dont les responsables de maintenance se passeraient volontiers car il est la première cause de dégradation et de panne des machines. Mesurer les

vibrations pour prévenir les pannes, les casses et les incidents indésirables est devenu une opération incontournable. Et ceux qui ne pratiquent pas encore le suivi vibratoire de leurs machines devraient s'y intéresser chaque jour un peu plus s'ils veulent améliorer la performance des équipements.

Si les principes de l'analyse vibratoire sont connus, la mise en œuvre et l'exploitation pertinente des systèmes de surveillance ne vont pas sans surprises et sans désagréments s'ils sont déployés sans un plan préétabli, sans une connaissance approfondie des pièges à éviter et des erreurs à ne pas commettre. Analyser les vibrations, certes, mais lesquelles et pour en conclure quoi ? Le but de l'analyse des vibrations ne doit pas être perdu en chemin. Ces analyses doivent conduire à la connaissance des désordres qui affectent les pièces en mouvement et permettre le remplacement juste à temps des composants incriminés. Quel roulement faut-il remplacer ? Celui côté commande du moteur ou son opposé ? Comment s'y prendre quand un parc de centaines ou de milliers de pompes doit être surveillé ?

J'ai vu et je vois encore tant d'erreurs de principe, tant d'anomalies dans la pose des capteurs, de confusions dans le choix des systèmes, de déceptions et de casses de matériels consécutives à des intentions desservies par des réalisations approximatives que j'invite chaque responsable de maintenance, chaque concepteur d'équipement, à faire de l'ouvrage de MM. Boulenger et Pachaud leur livre de référence. À lire absolument, à faire lire sans réserve pour comprendre avant de se lancer dans la mise en œuvre de la surveillance vibratoire des équipements.

À partir de cet ouvrage, pratique et théorique à la fois, fruit d'une expérience des auteurs particulièrement riche et documentée, chacun pourra tracer son chemin, rédiger les spécifications des outils à mettre en œuvre, définir les priorités d'action... sans commettre d'erreurs rédhibitoires. Pour tirer tous les bénéfices du suivi et de l'analyse vibratoire des machines.

Mais pour cela, il faudra dépasser la lecture de cette préface !

Claude Pichot
Président de l'Afim,
Association française des ingénieurs
et responsables de maintenance

TABLE DES MATIÈRES

Préface	V
Avant Propos	XI
Introduction	1
1 • Vibrations et grandeurs associées	3
1.1 Caractérisation d'une vibration	3
1.2 La fréquence	5
1.3 L'amplitude	6
1.4 Relations forces/vibration	13
1.5 Les facteurs d'influence	18
1.6 Notions de modulations	21
1.7 Notion de phases	23
1.8 Les indicateurs spécifiques des défauts de type impulsionnel	24
1.9 Quelques formes de signaux vibratoires typiques	29
2 • Représentation et traitement d'un signal	33
2.1 Représentation	33
2.2 Le calcul du spectre	40
2.3 Le traitement du signal	40
2.4 Temps d'acquisition du signal et résolution spectrale	53
2.5 Pouvoir de séparation	56

2.6	Le zoom	58
2.7	Représentation graphique d'un spectre	60
2.8	Typologie spectrale de quelques signaux	63
3 •	La chaîne de mesure	69
3.1	Les capteurs	72
3.2	Les conditionneurs	83
3.3	Les appareils de mesure, de collecte et d'analyse	87
3.4	Le traitement en temps réel	98
3.5	Le traitement différé ou post-traitement	98
3.6	En résumé	99
4 •	Différentes stratégies de surveillance : du dépistage au diagnostic	101
4.1	La surveillance par suivi d'indicateurs sélectionnés	102
4.2	Le diagnostic	124
4.3	Les analyses complémentaires spécifiques	157
5 •	Image vibratoire des principaux défauts	173
5.1	Déséquilibre, défaut de balourd	178
5.2	Défauts spécifiques aux paliers fluides (turbomachines)	184
5.3	Défauts d'alignement ou de flexion du rotor	188
5.4	Dégradation de l'accouplement	191
5.5	Défauts de transmission par courroies	194
5.6	Défauts induits par un desserrage	199
5.7	Défauts induits par un frottement entre rotor et stator	199
5.8	Cavitation	200
5.9	Fréquence de passage des pales, aubes, ailettes, encoches...	201
5.10	Excitation de fréquences propres de structure (résonances)	202
5.11	Machines alternatives	206
5.12	Vibrations transmises à l'environnement	206
5.13	Défauts de roulements	207

5.14	Défauts d'engrenages et d'engrènement	229
5.15	Défauts dus à une anomalie électromagnétique	242
6 •	Mise en place de la surveillance	255
	Phase 1 : Mettre en place la stratégie	255
6.1	Sélection des machines sensibles	255
6.2	Étude du contexte d'utilisation des machines à surveiller	258
6.3	Vérification de la faisabilité technique de la surveillance	258
6.4	Réflexions sur la surveillance par suivi d'indicateurs et par le diagnostic	261
6.5	Finalisation du choix de stratégie	268
6.6	Définition de la périodicité du suivi	272
6.7	Détermination des emplacements et du nombre de points de mesures	276
6.8	Estimation des coûts de surveillance et révision de la sélection	281
	Phase 2 : Démarrer la surveillance	285
6.9	Préparation et prise des mesures	285
6.10	Détermination des seuils d'intervention	295
6.11	Analyse des courbes d'évolution des indicateurs	297
6.12	Traitement, analyse, rapport de mesure et historique des pannes	301
	Conclusion	303
	Annexe	305
A.1	Norme ISO 10 816 (extraits, février 2009)	305
A.2	Norme NF EN 60 034-14 (extraits, 2003)	308

Glossaire	309
Bibliographie	313
Index alphabétique	319

AVANT PROPOS

Si l'Analyse vibratoire était la boule de cristal de la maintenance dans laquelle un « initié » pourrait identifier tous les futurs dysfonctionnements d'une machine, cela se saurait et les unités de production se disputeraient à prix d'or les faveurs des meilleurs « médiums ». Néanmoins, cette technique, extrêmement puissante lorsqu'elle est utilisée avec des moyens appropriés à chaque problème, en fonction de sa complexité et de son enjeu économique, est un outil devenu aujourd'hui indispensable à tout service Maintenance pour assurer la surveillance efficace de machines dont les pannes ou les marches en dégradé présentent un risque majeur pour la sécurité du personnel, la production ou la qualité du produit fini.

Ce manuel, écrit par des professionnels de la surveillance et du diagnostic de machines, se fonde sur plus de vingt années d'expérience quotidienne dans ce domaine et se veut éminemment concret en mettant l'accent sur les bases fondamentales de cette technique et sur sa mise en œuvre pratique sur le terrain. Il ne se veut ni scolaire ni vulgarisateur et n'a pas la prétention de regrouper toutes les connaissances actuelles dans un domaine très large et en perpétuelle évolution.

Il est destiné simplement à servir de guide à tous ceux qui désirent se familiariser avec les bases de cette technique d'investigation, qu'ils soient décideurs ou opérateurs ; les uns pour décider en toute connaissance des moyens les mieux adaptés au regard des enjeux et de l'organisation la plus rationnelle à mettre en place, les autres pour la mise en œuvre au quotidien sur le terrain.

Cet ouvrage aborde en premier lieu la nature des vibrations et les grandeurs qui les définissent en insistant sur l'importance des concepts de temps de mesure, d'effets de masque, de seuils et sur les erreurs et pièges à éviter. Il présente ensuite un certain nombre de techniques de traitement du signal classique (analyse spectrale, zoom, enveloppe, cepstre...) en mettant en exergue

les notions de résolution, de pouvoir de séparation, de durée d'analyse et de « moyennage » avant de présenter les images ou les typologies vibratoires des défauts les plus fréquemment rencontrés.

Les problèmes de vibrations liés à des résonances structurelles ne seront qu'effleurés en dépit de leur importance, car ils relèvent généralement plus de la conception que de la maintenance, exception faite des modifications de rigidité liées au vieillissement des installations (desserrage, fissuration de châssis ou d'ancrage, vieillissement de plots...). Ces problèmes, donc, généralement inhérents à la conception, à la transformation ou à l'implantation de la machine, devront être traités par un spécialiste au stade de l'étude, bien avant la réalisation des structures d'accueil et la mise en service de l'installation.

En présentant de façon simple et pratique les outils et techniques les plus utiles dans un service Maintenance, les auteurs espèrent intéresser et initier le lecteur aux applications concrètes qu'ils pourront tirer de ce puissant moyen d'investigation.

Cet ouvrage, manuel pratique de mise à l'étrier, constitue, avec « **À la découverte de la maintenance conditionnelle** » et l'« **Analyse vibratoire en maintenance** », deux ouvrages également édités par les Éditions Dunod, une trilogie graduée sur le sujet, le premier, ouvrage de vulgarisation destiné à ceux qui souhaitent se faire idée concrète sur les différentes techniques de surveillance utilisées dans le cadre de la maintenance préventive des machines, et le dernier plutôt destiné aux décideurs et aux spécialistes déjà confirmés, désireux d'aller plus loin dans l'approfondissement de leurs connaissances ou dans la maîtrise du diagnostic concernant notamment les installations à cinématique complexe et critiques au regard des différents enjeux économiques.

INTRODUCTION

Une machine se compose d'un ensemble de mécanismes et d'organes combinés destinés à transformer une énergie ou à transmettre un mouvement. Ces mécanismes, mobiles entre eux, ne peuvent fonctionner sans jeux, contraintes, efforts dynamiques et chocs dont les effets se manifestent principalement sous forme de vibrations et de bruits. Tout changement dans l'importance de ces jeux, de ces contraintes, efforts ou chocs, se traduit inmanquablement par une modification de l'intensité ou des fréquences de ces vibrations. Or, cette modification de comportement vibratoire constitue souvent la première manifestation physique d'une anomalie affectant la machine, cause potentielle à terme de dégradations, voire de pannes.

Cette particularité fait de l'analyse des vibrations un outil d'investigation indispensable à l'assise d'une maintenance moderne. Cet outil occupe une place privilégiée parmi les techniques de surveillance. Il permet, par la génération d'alarmes plus ou moins précoces, de signaler la présence d'un dysfonctionnement, de dépister l'apparition d'une dégradation et d'en suivre la progression, d'éviter une casse ou une dérive de la qualité du produit fabriqué, tout en permettant une action corrective programmée à bon escient au regard des impératifs de production.

La surveillance vibratoire des machines tournantes a sans doute toujours existé avec des moyens empiriques tels le toucher de la main ou l'utilisation de la pièce de monnaie dont l'équilibre sur la tranche garantissait le bon fonctionnement de la machine ou encore avec des moyens un peu plus techniques tels le vibromètre à lamelles qui permettaient, dans les cas simples, d'identifier la fréquence de la vibration d'amplitude prépondérante.

Aujourd'hui, la nécessité de communiquer, non plus avec des impressions ou des sensations subjectives, mais avec des données objectives, reproductibles et fiables, a rendu indispensable de quantifier globalement les vibrations d'une

machine par une mesure d'amplitude. Le besoin est ensuite rapidement apparu de fixer des seuils à ces valeurs et de connaître les amplitudes et les fréquences des composantes prépondérantes. Enfin, la possibilité de relier les fréquences de chaque composante vibratoire aux différentes forces dynamiques engendrées par le fonctionnement normal ou anormal de la machine et d'en interpréter les évolutions est devenue une réalité avec l'intégration à faible coût, dans les appareils de mesures de vibrations, de convertisseurs analogiques numériques et de coprocesseurs dédiés aux calculs de transformées de Fourier.

Actuellement, le sujet n'est plus de démontrer l'intérêt que présente l'utilisation de l'analyse vibratoire dans le cadre de la maintenance des machines tournantes mais d'en assimiler les notions de base et d'en connaître les limites afin de pouvoir choisir, en fonction des différents enjeux, de la complexité de la machine et de sa criticité dans le procédé, la meilleure stratégie de surveillance et les indicateurs les plus pertinents à associer.

Puisse cet ouvrage éclairer le lecteur et lui donner les bases indispensables à la mise en œuvre efficace de cet outil puissant de surveillance.

1 • VIBRATIONS ET GRANDEURS ASSOCIÉES

1.1 Caractérisation d'une vibration

Un système mécanique est dit en vibration lorsqu'il est animé d'un mouvement de va-et-vient rapide autour d'une position moyenne appelée « position d'équilibre ».

La transmission du mouvement vibratoire peut se faire soit au travers d'un gaz (généralement de l'air) ou d'un fluide (eau, huile...), soit au travers d'une matière solide comme la structure d'une machine, ses paliers, ses rotors ou encore la tuyauterie qui lui est associée... Lorsque la transmission se fait par l'air ou par un fluide, on parle de sons (ou ultrasons au-delà d'une fréquence de 20 000 Hz), et on a coutume de parler de vibrations « solidiennes » lorsqu'elle se propage par conduction au travers des composants métalliques de la machine.

C'est parce que la vibration solidienne est à la fois plus directement transmise, plus proche des anomalies recherchées et beaucoup moins polluée par l'environnement, que la surveillance de la mécanique et de l'alimentation électrique des machines est le plus souvent pratiquée par cette voie.

À l'exception de l'utilisation de quelques appareils à ultrasons généralement plus destinés à détecter la présence de fuites sur les conduites d'un fluide sous pression qu'à dépister le défaut d'un engrenage noyé au cœur d'un parc machines, ceci est vrai.

L'exemple le plus simple d'un système en vibration est sans doute donné par le mouvement d'une masselotte suspendue à un ressort et relâchée après traction.

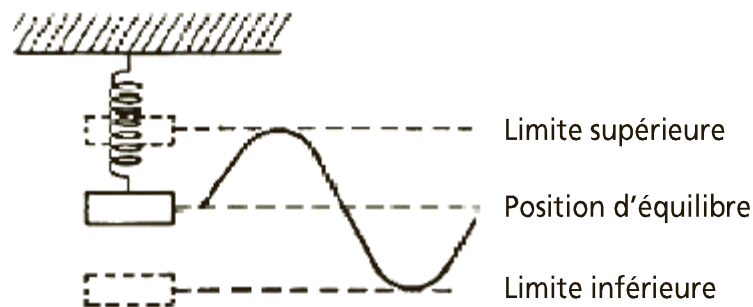


Figure 1.1 – Système masse-ressort

Cet exemple (figure 1.1) montre que si le mouvement est entretenu par une force d'excitation périodique :

- la masselotte oscille entre des limites supérieures et inférieures, et l'écart entre chacune de ces limites et la position d'équilibre est appelé « **amplitude** ».
- la masselotte oscille autour de sa position d'équilibre un certain nombre de fois par seconde ou par minute. Ce nombre de cycles répétés à l'identique pendant une unité de temps s'appelle la « **fréquence** » et, à l'inverse, la durée du cycle s'appelle la « période ». Si la masselotte revient trois fois par seconde à sa position initiale, elle accomplira trois cycles par seconde, la fréquence du mouvement sera de trois Hertz (3 Hz) et sa période de 1/3 de seconde ou 333,333 ms.

À noter que le mouvement peut être entretenu par une impulsion **périodique** ou par une impulsion purement **aléatoire**. Dans ce dernier cas, la fréquence apparente sera donnée par la réponse du système mécanique et tributaire de sa capacité d'amortissement (fréquence de résonance du système). Une autre caractéristique importante des vibrations sera donnée par le **rapport qui existe en l'amplitude A du mouvement vibratoire et la durée de son cycle, c'est-à-dire sa périodicité T**. Ce rapport A/T donnera en effet une indication intéressante sur la nature et le caractère plus ou moins brutal du phénomène générateur, traduisant selon qu'il sera faible ou important, **soit un effort continu** comme la force centrifuge exercée par un balourd, **soit un choc impulsif** généré par exemple par un écaillage sur une denture ou sur la piste d'un roulement.

Par analogie à cet exemple proche de nos machines qui ont toute une masse et une certaine élasticité structurelle, nous pouvons dire qu'une vibration se caractérise principalement par son amplitude, sa fréquence et la nature des forces qui l'animent.

1.2 La fréquence

1.2.1 Définition

La fréquence représente la cadence de répétition d'un phénomène ou le nombre de fois qu'il se reproduit en un temps donné. Lorsque l'unité de temps choisi est la seconde, la fréquence s'exprime en Hertz (Hz).

Une vibration qui se produira 50 fois/seconde aura donc une fréquence de 50 Hz.

$$1 \text{ Hertz} = 1 \text{ cycle par seconde}$$

1.2.2 Relation entre fréquence et période

Le Hertz est la fréquence d'un phénomène dont la période est d'une seconde (Source : Norme française NF X 02-202).

Si la fréquence (f) d'un phénomène est de 50 Hertz, c'est-à-dire 50 cycles par seconde, la durée d'un cycle (ou période T) est de $1/50^{\text{e}}$ de seconde soit 20 ms.

Ainsi dans cet exemple :

$$f = 50 \text{ Hertz (50 Hz)}$$

$$T = 1/50^{\text{e}} \text{ de seconde}$$

La fréquence f est donc l'inverse de la période T :

$$f = \frac{1}{T}$$

1.2.3 Les unités

Si l'unité normalisée (unité SI) de la fréquence est le Hertz (Hz), beaucoup d'utilisateurs, notamment parmi les mécaniciens, préfèrent exprimer les valeurs en CPM (nombre de cycles par minute) ou encore en RPM (nombre de rotations ou révolutions par minute).

$$1 \text{ Hz} = \frac{1 \text{ CPM}}{60} = \frac{1 \text{ RPM}}{60}$$

Notons que l'utilisation de RPM n'a pas de sens dans le cas de phénomènes de type aléatoire (cavitation d'une pompe ou défaut de lubrification d'un palier à roulement) et peut même être source de confusion (cas d'un défaut

des courroies, où l'on ne sait plus s'il s'agit de la fréquence de rotation de la poulie menant, ou menée ou de la fréquence de passage des courroies).

Il est intéressant parfois d'exprimer des phénomènes liés à la rotation en multiple ou ordre de cette fréquence. Cette formulation présente l'intérêt de lier le phénomène vibratoire à une fréquence de référence (souvent la fréquence de rotation de la ligne d'arbres qui l'induit) et de pouvoir suivre l'amplitude de ses harmoniques (harmonique = composante dont la fréquence est un multiple d'une fréquence donnée), ce qui est très intéressant dans le cas de la surveillance de comportement vibratoire d'installations à vitesse de rotation variable.

Exemple

Soit un ventilateur tournant à 1 488 tr/min. Le déséquilibre résiduel de la turbine (balourd) génère une vibration dont la fréquence de la composante d'amplitude prépondérante correspond à sa fréquence de rotation. La fréquence de ce phénomène exprimée en CPM ou RPM sera donc de 1 488 CPM ou RPM ou encore, en Hertz :

$$f = 1\,488/60 = 24,8 \text{ Hz}$$

Le rotor de ce ventilateur possédant seize aubes, sa rotation induit, en cas de décentrement de l'axe du rotor par rapport à l'ouïe de refoulement, des phénomènes vibratoires d'origine aéraulique qui se produiront au passage de chaque pale, soit seize fois par tour, c'est-à-dire à :

$$1\,488 \times 16 = 23\,808 \text{ CPM,}$$

ou $24,8 \times 16 = 396,8 \text{ Hz,}$

à l'**ordre 16** de la fréquence de rotation.

1.3 L'amplitude

L'amplitude est la première sensation ressentie lorsque l'on pose la main sur le palier d'une machine qui vibre.

1.3.1 Définitions

On appelle **amplitude** d'un mouvement vibratoire la valeur de ses écarts par rapport à sa position d'équilibre.

De cette définition générale, la complexité d'un signal vibratoire réel conduit à définir plusieurs grandeurs (figure 1.2) pour caractériser son amplitude.

- **L'amplitude « crête (A_c) »**. Elle représente l'amplitude maximale du signal par rapport à sa valeur d'équilibre.
- **L'amplitude « crête à crête (A_{c-c}) »** appelée « peak to peak » (A_{p-p}) en anglais. Elle représente l'écart entre les amplitudes extrêmes du signal pour un temps d'observation donné. Dans le cas d'une vibration sinusoïdale, elle est parfois appelée « amplitude double » ($A_{c-c} = 2A_c$).
- **L'amplitude « efficace (A_{eff}) »** ou RMS en anglais (Root Mean Square). Comme en électricité, elle représente l'amplitude corrigée « statique » du signal redressé, indiquant ainsi l'énergie donnée par le mouvement vibratoire.

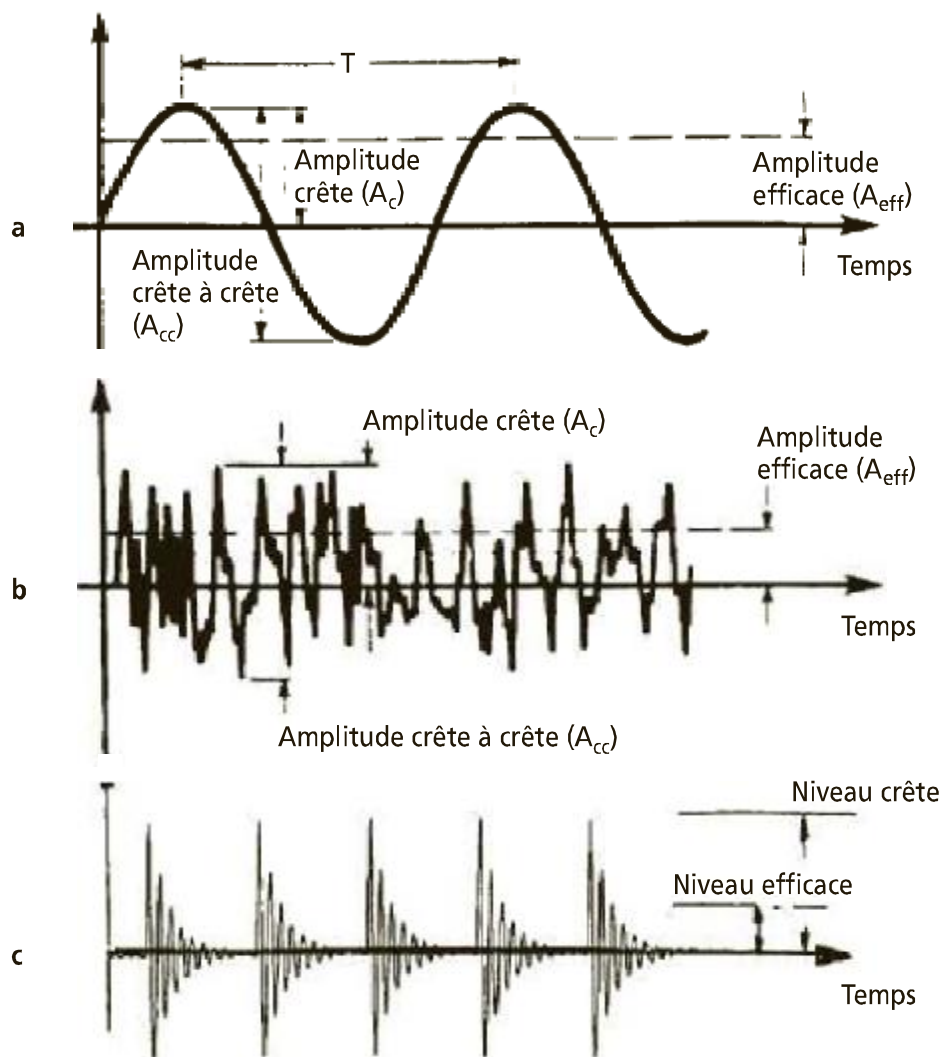


Figure 1.2 – Représentation des différentes amplitudes caractéristiques dans le cas d'un signal sinusoïdal (en a), complexe (en b), impulsionnel périodique (en c)

Dans le cas d'une **vibration sinusoïdale** (induite par exemple par un balourd), les amplitudes crête, crête à crête et efficace sont liées par les relations suivantes :

$$A_{\text{eff}} = \frac{\sqrt{2}}{2} A_c = 0,707 A_c$$

$$A_{c-c} = 2\sqrt{2} A_{\text{eff}} = 2,828 A_{\text{eff}}$$

Dans le cas d'un signal vibratoire complexe, il n'existe pas de relations mathématiques liant les valeurs crête et efficace. Ces trois grandeurs, dont deux ne peuvent donc se déduire l'une de l'autre, devront donc être mesurées ou calculées simultanément par l'appareil de mesure suivant les formules :

$$A_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T s^2(t) dt}$$

$$A_c = \sqrt{\max[s^2(t)]}$$

$$A_{c-c} = \max[s(t)] - \min[s(t)]$$

Avec :

- $\max [s(t)]$: amplitude instantanée la plus élevée atteinte par le signal pour la période d'observation T
- $\min [s(t)]$: amplitude instantanée la plus faible atteinte par le signal pour la période d'observation T
- $s(t)$: fonction représentative du signal.

1.3.2 Choix des valeurs d'amplitude

Parce que les amplitudes crête ou crête à crête représentent mieux l'ampleur d'un mouvement ponctuel, elles seront généralement choisies pour détecter un phénomène aléatoire ou peu répétitif. En revanche, l'amplitude efficace, mieux représentative de l'énergie dispensée par le mouvement vibratoire permettra de mieux détecter les phénomènes périodiques et d'effectuer leur suivi notamment lorsqu'ils sont de faible ampleur face à l'environnement.

D'autre part, la connaissance simultanée de l'amplitude crête d'un signal et de son amplitude efficace donne une idée de la forme du signal, donc du type de vibration génératrice. La prise en compte de cette donnée utilisée sous des formes plus ou moins élaborées dans la définition d'un certain nombre d'indicateurs tels le facteur crête et le kurtosis permet souvent de

façon simple la détection et la surveillance de phénomènes de type impulsionnel (figure 1.9).

1.3.3 Les trois grandeurs représentatives de l'amplitude

Si nous reprenons l'exemple du système mécanique précédent, on constate (figure 1.3) que le mouvement de la masselotte se traduit par :

1. Un **déplacement**. La position de la masselotte varie de part et d'autre de la position d'équilibre, allant de la limite supérieure à la limite inférieure du mouvement.

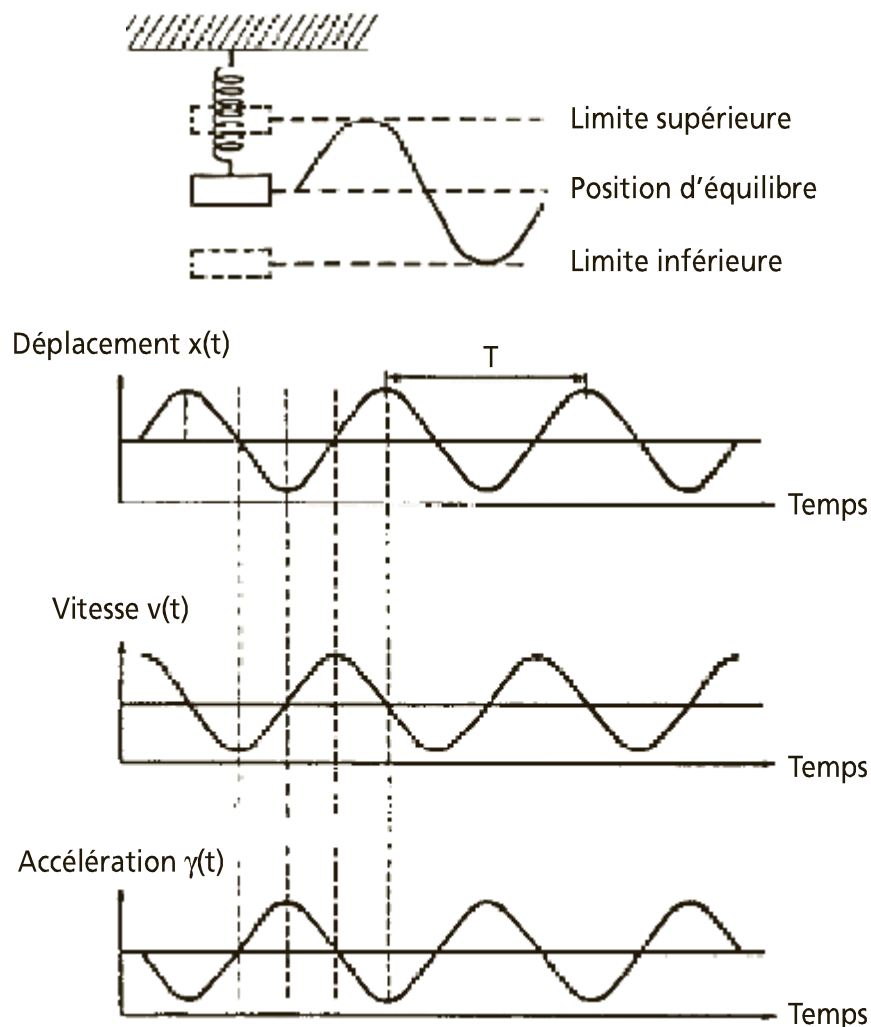


Figure 1.3 – Représentations du mouvement d'un système masse-ressort selon les grandeurs cinématiques considérées

2. Une **vitesse** de déplacement. Cette vitesse sera nulle au point haut et au point bas du mouvement de la masselotte et sera maximale autour du point d'équilibre.
3. Une **accélération**. Celle-ci permet à la masselotte de passer de sa vitesse minimale en début de course à sa vitesse maximale au point d'équilibre avant de décélérer en fin de course.

On peut déduire, par analogie avec ce qui précède, qu'une vibration est caractérisée par trois grandeurs physiques ou cinématiques fondamentales qui sont :

le déplacement x , la vitesse v et l'accélération γ

1.3.4 Relations entre déplacement, vitesse et accélération

La vitesse n'étant que l'expression d'une distance parcourue en un temps donné et l'accélération n'étant que l'expression d'une variation de vitesse par unité de temps, il s'ensuit que la vitesse est définie comme étant la dérivée du déplacement et l'accélération comme la dérivée de la vitesse (ou la dérivée seconde du déplacement).

Donc, si pour un mouvement tournant, le déplacement X est représenté par :

$$x(t) = A \sin (2 \pi f t)$$

en dérivant cette équation, on obtient la vitesse v du mouvement vibratoire :

$$v(t) = \frac{dx(t)}{dt}$$

et en dérivant à nouveau, on obtient son accélération :

$$\gamma(t) = \frac{dv(t)}{dt} = \frac{d^2 x(t)}{dt^2}$$

Dans le cas d'un mouvement sinusoïdal, ces relations peuvent aussi s'écrire sous la forme :

$$v(t) = 2 \pi f A \sin (2 \pi f t + \pi/2) = 2 \pi f x(t) \text{ décalé de } \pi/2$$

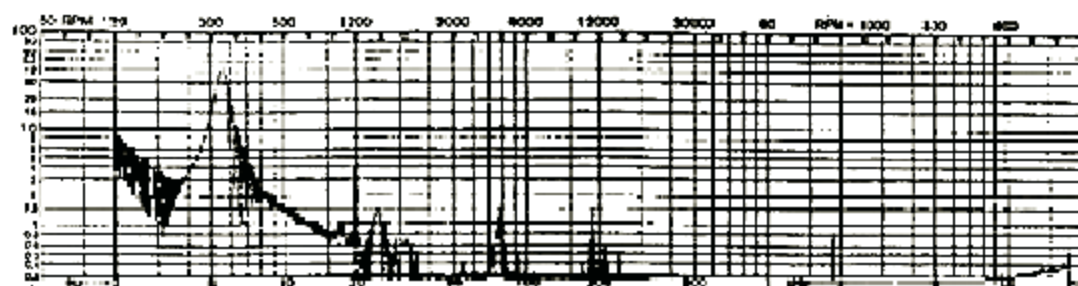
$$g(t) = -(2 \pi f)^2 x(t) \text{ en opposition avec le déplacement}$$

Ces relations montrent alors que la vitesse v et l'accélération γ du mouvement de la masselotte sont, au même titre que son déplacement x , représentées par des fonctions sinusoïdales de même **fréquence** décalées dans le temps. Cependant, si les fréquences restent identiques, les valeurs d'amplitudes différent, elles, au choix des unités près (cf. § 4.4) dans un rapport de **$2 \pi f$**

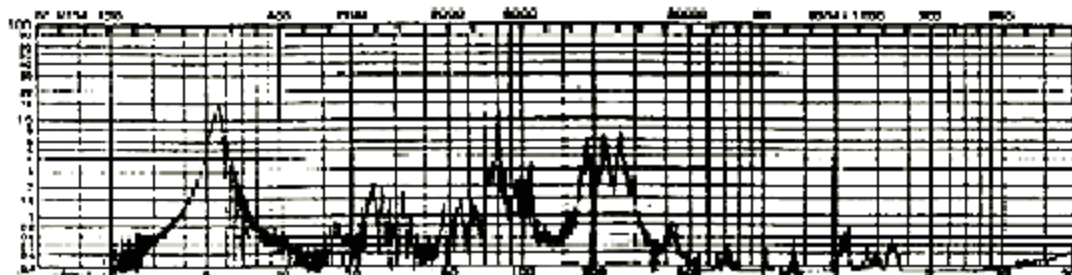
entre déplacement et vitesse ou vitesse et accélération et $(2 \pi f)^2$ entre déplacement et accélération (figure 1.4).



Mesure en mode déplacement
(Plage de fréquences : 2 Hz à 100 Hz)



Mesure en mode vitesse
(Plage de fréquences : 2 Hz à 3 000 Hz)



Mesure en mode accélération
(Plage de fréquences : 2 Hz à 20 000 Hz)

Figure 1.4 – Mesures comparatives des valeurs d'amplitude en fonction du choix des grandeurs représentatives du mouvement vibratoire en déplacement, vitesse et accélération sur un moto ventilateur. Ces mesures ont été prises au même moment, au même endroit sur un même signal vibratoire et on constate une bien meilleure lisibilité de ces valeurs en accélération au fur et à mesure de l'accroissement des fréquences.

1.3.5 Critères de sélection des trois grandeurs

- Un phénomène vibratoire induit par un phénomène donné se traduira par un déplacement physique de la machine dont le signal ne sera significatif que lorsque la fréquence du mouvement sera faible. C'est la raison pour laquelle la mesure du déplacement n'est généralement utilisée que pour mettre en évidence des phénomènes basse fréquence ou dont les composantes prépondérantes se situent en dessous de la fréquence de rotation (déséquilibre, déformation, désalignement, desserrage...), voire en dessous de cette fréquence (instabilité, frottement...).
- La mesure de la vitesse, représentative de l'énergie dispensée par la vibration (énergie cinétique $E = 1/2 mv^2$) et donc de la fatigue subie par la machine, permet d'observer correctement des phénomènes dont la fréquence n'est pas trop élevée, c'est-à-dire ne dépassant généralement pas 1 000 à 2 000 Hz (fréquence de passage des pales d'un ventilateur ou des aubes d'une pompe, engrènement sur un réducteur, défauts de roulements dans le cas d'écaillages localisés...), et bien évidemment les défauts traditionnels des lignes d'arbres (déséquilibre, désalignement, déformation, instabilité, frottement...).
- La mesure de l'accélération directement représentative des forces dynamiques induisant le mouvement ($F = my$) permet de mettre en évidence des phénomènes dont les fréquences sont élevées (engrènement sur un multiplicateur, passage d'encoches sur un moteur...) ou qui génèrent des signaux impulsionnels de courte durée, riches en composantes hautes fréquences (écaillage de roulements, jeu, cavitation...).
- Un autre intérêt qui peut être tiré de ces particularités tient au fait qu'il est possible, en comparant l'évolution de ces grandeurs, de situer grossièrement l'origine d'un défaut. En effet, selon que l'évolution sera prépondérante en déplacement ou en vitesse ou en accélération, il sera possible d'en déduire que le défaut se situe en basses, moyennes ou hautes fréquences, orientant ainsi le diagnostic, notamment pour les machines simples comme les moto ventilateurs ou les moto pompes, où les basses fréquences traduiront souvent un balourd, et les hautes fréquences un défaut de roulements.

1.3.6 Attention aux conversions d'unités

Les unités usuelles sont le micromètre (μm) pour le déplacement, le mm/s pour la vitesse et le g ($9,81 \text{ m/s}^2$) ou le m/s^2 pour l'accélération, ce qui donne les relations suivantes, X représentant le déplacement :

$$\text{Vitesse en (mm/s)} = 2 \pi f X(\mu\text{m})/1\,000$$

$$\text{Accélération en (m/s}^2\text{)} = (2 \pi f)^2 X(\mu\text{m})/(1\,000)^2$$

$$\text{Accélération en (g)} = (2 \pi f)^2 X(\mu\text{m})/(1\,000)^2/9,81$$

Exemple

Considérons un alternateur entraîné par une turbine à vapeur via un réducteur. Les fréquences de rotation sont respectivement de 91,84 Hz (5 510, 20 tr/mn) pour la turbine et de 50 Hz (3 000 tr/mn) pour l'alternateur. La fréquence d'engrènement du réducteur (produit de la fréquence de rotation de la ligne d'arbres par le nombre de dents du pignon (49) ou de roue (90) portée par cette dernière) est de 4 500 Hz.

L'amplitude efficace de la composante fondamentale induite par l'engrènement et mesurée sur un des paliers du réducteur est de 38 g ce qui correspond à une vitesse vibratoire efficace de 13,18 mm/s ou à un déplacement crête à crête du palier de seulement 32 μm .

L'amplitude efficace de la composante d'ordre 1 de la fréquence de rotation de la ligne grande vitesse (GV) mesurée sur le même palier est de 200 mg, ce qui correspond à une vitesse vibratoire de 3,4 mm/s ou à un déplacement crête à crête du palier de 16,7 μm .

L'amplitude efficace de la composante d'ordre 1 de la fréquence de rotation de la ligne d'arbres petite vitesse (PV) est seulement de 90 mg correspondant à une vitesse vibratoire de 3,12 mm/s et à un déplacement crête à crête du palier de plus de 28 μm .

Cet exemple illustre bien la forte dépendance qui lie les grandeurs cinématiques (accélération, vitesse, déplacement) caractérisant un phénomène vibratoire avec la fréquence de ce dernier. C'est cette dépendance et la sensibilité qui en découle qui vont conditionner le choix d'une de ces trois grandeurs comme indicateur de surveillance en fonction de la nature du défaut dont on souhaite surveiller l'apparition ou l'évolution. Le déplacement, la vitesse et l'accélération seront des indicateurs respectivement sensibles à tout phénomène dont les manifestations vibratoires d'amplitude prépondérantes se situent respectivement en basses fréquences (BF), moyennes (MF) ou hautes fréquences (HF).

1.4 Relations forces/vibration

1.4.1 Dans le cas d'une excitation sinusoïdale

Une force sinusoïdale peut être représentée comme la projection, sur un axe, d'une force centrifuge d'amplitude constante A tournant à une vitesse angulaire constante ω ($\omega = 2 \pi f$) (figure 1.5).

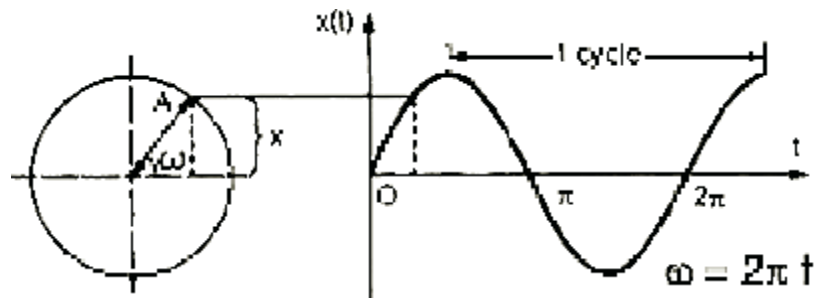


Figure 1.5 – Force sinusoïdale

La rotation du vecteur A entraîne une variation sinusoïdale de sa projection x, répondant à la relation :

$$x(t) = A \sin(\omega t)$$

avec : $\omega = 2\pi N/60 = 2\pi f$, la relation devient :

$$x(t) = A \sin(2\pi ft)$$

Considérons (figure 1.6) une masselotte de masse m reposant sur un support élastique de raideur k et d'amortissement c. :

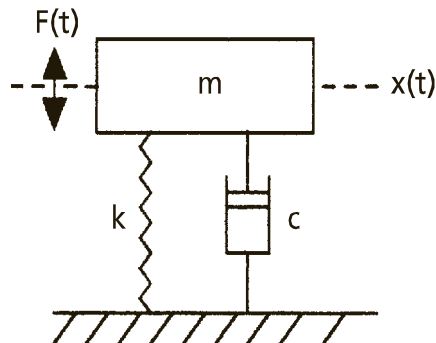


Figure 1.6 – Système masse ressort à un degré de liberté

La fréquence propre du système **hors amortissement** est donnée par la formule :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Avec f_0 : Fréquence propre du système non amorti

m : La masse en mouvement

k : Le coefficient de raideur du système

Si le système est excité par une force d'excitation sinusoïdale dont l'amplitude est maintenue constante et dont on fait varier la fréquence, l'amplitude du déplacement de la masselotte augmente rapidement, passe par un maximum puis décroît. La fréquence f_r pour laquelle l'amplitude du mouvement est maximale est appelée fréquence de résonance. Sa valeur dépend de la fréquence propre du système définie plus haut et du facteur ξ d'amortissement dépendant de l'amortisseur c et de la masse du système m .

$$f_r = f_0 \sqrt{1 - 2\xi^2}$$

Avec :

$$\xi = \frac{c}{2m\omega_0}$$

Avant la résonance, le déplacement et la force d'excitation sont en phase, c'est-à-dire qu'ils ont leur amplitude maximum en même temps. Après la résonance, ils seront en opposition de phase.

1.4.2 Cas d'une excitation impulsionnelle

On appelle une excitation de type impulsionnel, une excitation générée par un effort brutal de très courte durée (généralement par contact métal sur métal) et capable de provoquer une excitation de la structure dont l'amplitude d'oscillations décroît de façon proportionnelle à l'amortissement du système.

Par exemple, dans le système de la figure 1.6, lorsque la masselotte est écartée de sa position d'équilibre puis relâchée, elle se met à osciller à une fréquence qui dépend uniquement de la fréquence propre du système et de son amortissement et avec une amplitude d'oscillations qui décroît de manière exponentielle jusqu'à l'arrêt total du mouvement. La vitesse de décroissance dépend donc de l'amortissement du système et de sa fréquence propre. Il en va de même, que la masselotte soit excitée de manière isolée, aléatoire (figure 1.7) ou périodique (figure 1.8).

1.4.3 Incidence de l'amortissement

Plus le facteur d'amortissement ξ est faible, plus le nombre d'oscillations est élevé, et inversement, plus l'amortissement est important, plus le nombre d'oscillations est faible (figures comparatives 1.9 et 1.10).

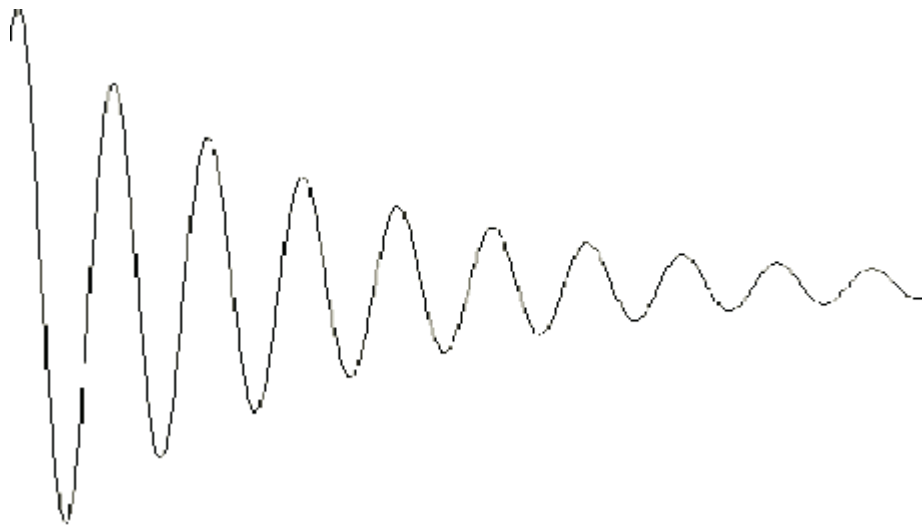


Figure 1.7 – Réponse d'un système masse ressort
à une excitation impulsionnelle isolée

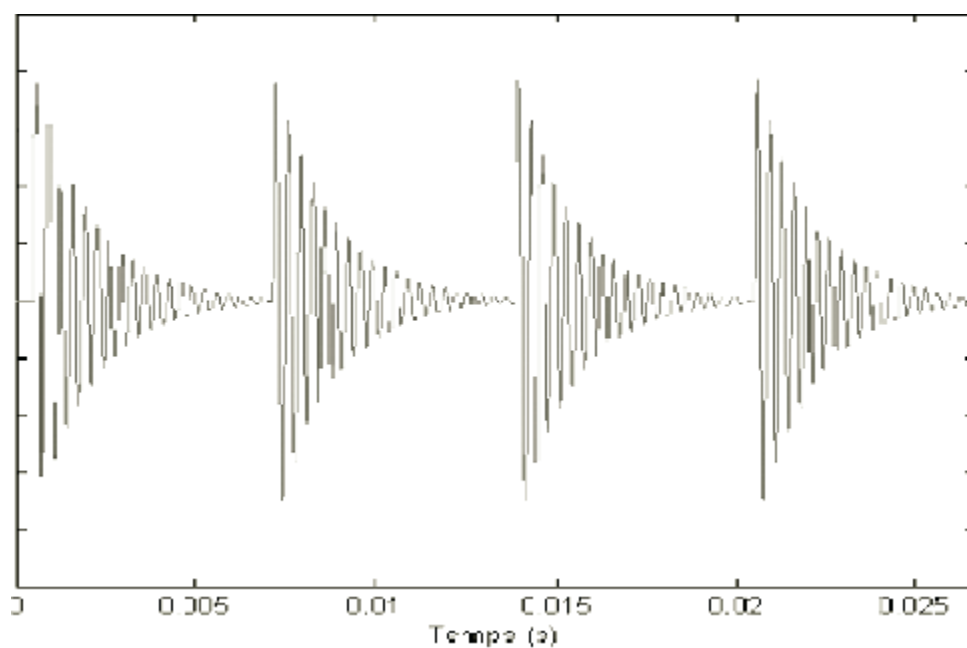


Figure 1.8 – Réponse d'un système masse ressort
à une excitation impulsionnelle périodique

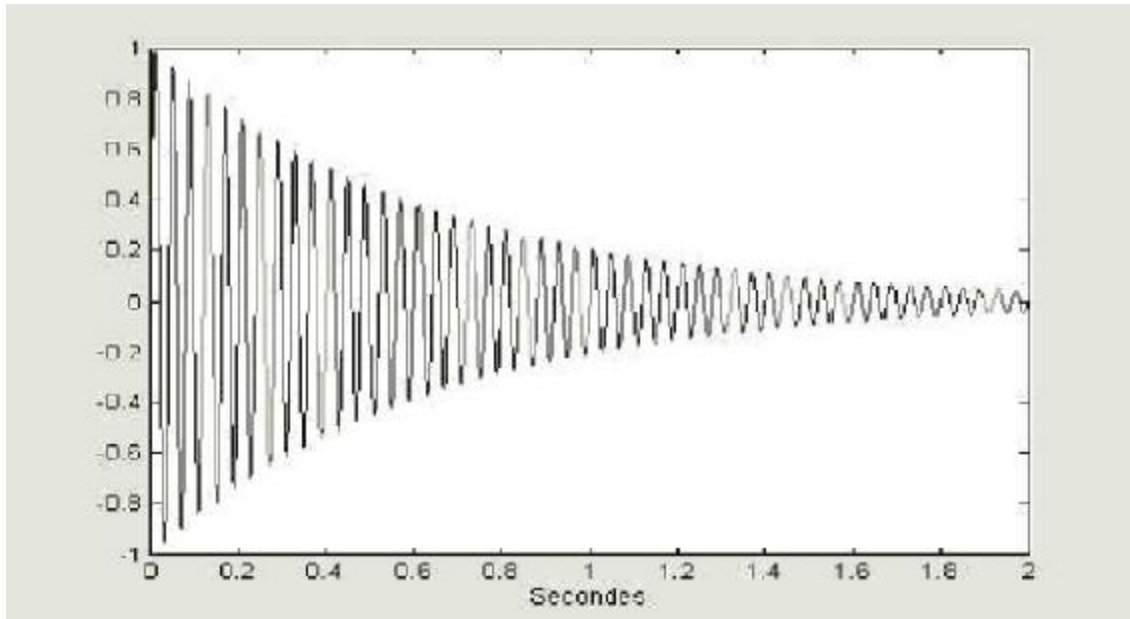


Figure 1.9 a – Réponse d'un système masse ressort très peu amorti

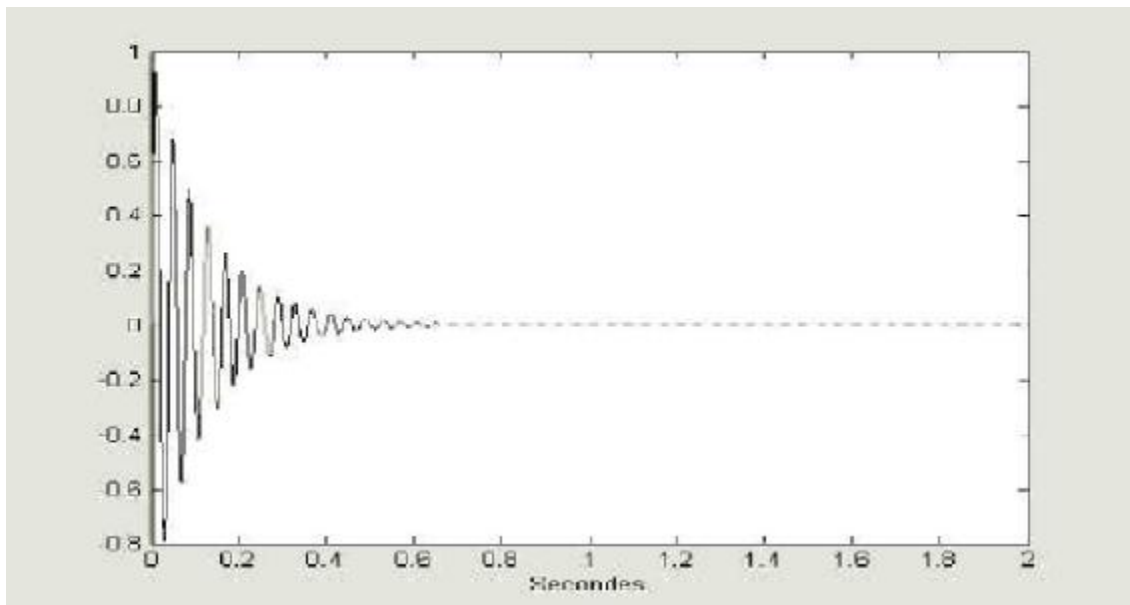


Figure 1.9 b – Réponse d'un système un peu amorti

1.5 Les facteurs d'influence

L'amplitude d'une vibration détermine l'importance du phénomène qui l'induit et souvent, par sa valeur élevée ou la rapidité de son évolution, la gravité du défaut et l'urgence d'une intervention corrective. Cependant, **l'amplitude mesurée par un capteur est seulement une image des forces dynamiques transmises par la structure de la machine.** Cette image peut être fortement altérée par cette dernière, mais aussi par de nombreux autres facteurs d'influence tels que :

- la position du capteur et son mode de fixation,
- la bande passante de la chaîne d'acquisition,
- le type de machine et ses conditions de fonctionnement,
- la nature des défauts susceptibles de l'affecter.

Cependant, les grandeurs vibratoires (déplacement, vitesse ou accélération) induites par ces forces dynamiques présentent le grand intérêt d'être facilement mesurables ; d'où la place prépondérante qu'occupe l'analyse vibratoire en dépit de toutes ces difficultés comme technique de surveillance et de diagnostic de machines à des fins de maintenance. Les facteurs d'influences sont nombreux et peuvent être regroupés en quatre familles distinctes.

1.5.1 L'environnement passif de la machine

Les effets des masses, inerties, rigidités et amortissements des différents éléments constituant la machine et les structures auxquelles elle est liée par des liaisons (châssis support, fondations, tuyauterie...) se manifestent par la présence de modes de résonance plus ou moins aigus selon leur amortissement et la manière dont ils ont été excités. Ils affectent fortement de ce fait les grandeurs vibratoires caractéristiques mesurées.

La force d'excitation et la vibration qu'elle induit sont liées par la relation :

$$s(t) = h(t) * f(t)$$

relation dans laquelle la fonction « h », communément appelée « réponse impulsionnelle ou fonction de transfert », caractérise le transfert vibratoire entre le point d'application de la force dynamique d'excitation et le point de mesure. Dans cette relation, l'opérateur « * » représente le produit de convolution.

La réponse en fréquence de la structure donnée par différentes techniques, correspond, pour chaque fréquence, au coefficient qui lie l'amplitude de la force à celle de la vibration qu'elle induit ainsi qu'au déphasage entre ces deux

grandeurs. Le module de cette fonction présente un certain nombre de maxima appelés « fréquences propres ». À chaque fréquence propre est associé un mode de déformation (flexion, torsion...) ou un mouvement particulier sans déformation de la structure (pompage, tangage, lacet...) appelé « mode propre ».

Exemple

La vitesse de rotation du ventilateur donné en exemple est susceptible de varier selon les conditions de fonctionnement entre 750 tr/mn (12,5 Hz) et 1 600 tr/mn (26,7 Hz). Le palier présente (figure 1.10) deux modes propres très marqués de fréquence 25,5 Hz (repère A) et 41 Hz (repère B). Pour la plage d'exploitation considérée, pour des forces d'excitation identiques, l'amplitude de la composante vibratoire d'ordre 1 de la fréquence de rotation variera dans un rapport de 1 à 15,8 et celle d'ordre 2 dans un rapport de 1 à 74. Cet exemple illustre bien l'impact du transfert force/vibration et les difficultés d'interprétations des évolutions dans le cas de machines à vitesse de rotation variable et la nécessité de connaître précisément les conditions d'exploitation lors de chaque prise de mesures.

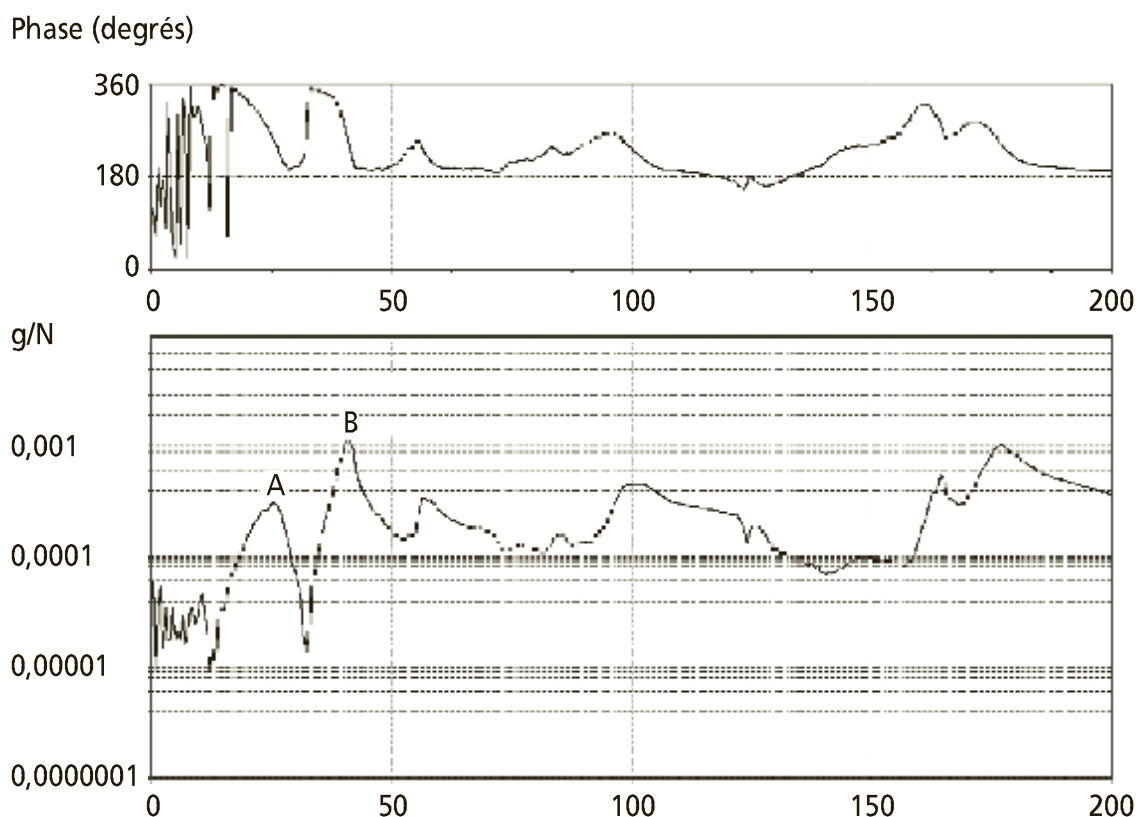


Figure 1.10 – Réponse d'un palier de ventilateur à une excitation impulsionnelle délivrée par un marteau de choc

La maîtrise du transfert vibratoire joue un rôle essentiel au niveau de la surveillance vibratoire des machines puisque sa contribution sur les valeurs des indicateurs mesurées peut être elle aussi considérablement modifiée :

- par le vieillissement des structures d'accueil et de leurs liaisons avec la machine (fissuration, desserrage, modification des rigidités des plots de suspension...),
- ou par les vitesses d'exploitation qui fixent les écarts entre les fréquences d'excitation et les fréquences propres et déterminent les valeurs de mobilités vibratoires.

1.5.2 L'environnement actif

Il s'agit de l'ensemble des éléments externes susceptibles d'agir sur le comportement dynamique d'une machine (vitesse de rotation, interaction avec les sources d'alimentation en énergie, la régulation et le procédé...) qui fixent ses conditions de fonctionnement.

La vitesse de rotation joue un rôle considérable sur le comportement vibratoire d'une machine en affectant :

- d'une part, directement l'intensité des forces dynamiques d'excitation qui, selon leur nature, peut être proportionnelle à la vitesse de rotation, à la puissance $3/2$ ou au carré de cette dernière,
- d'autre part, la réponse vibratoire de la structure en fonction des écarts entre fréquences d'excitation et fréquences propres.

Remarque

Ces deux premiers facteurs d'influence sont spécifiques à chaque machine, à chaque structure d'accueil, à chaque procédé. Ces spécificités annihilent de fait beaucoup de crédit à l'utilisation de critères « standards » d'amplitudes dites acceptables, même si ceux-ci sont définis par type de machine et classe de structure d'accueil.

1.5.3 La prise de mesures

Le fondement de la surveillance vibratoire périodique d'une machine repose sur l'analyse des évolutions de comportement vibratoire d'une collecte à l'autre. La comparaison de valeurs d'indicateurs ou de formes d'images n'est valable que si les procédures de prise de mesure respectent **le principe de reproductibilité**.

Ce principe signifie que la proposition « forces d'excitation identiques et transferts vibratoires identiques » qui entraîne un « comportement vibratoire identique » soit toujours vérifiée. Pour cela, il est indispensable que les conditions de fonctionnement de la machine, les caractéristiques du capteur et son mode de fixation soient identiques d'une collecte à l'autre ainsi que la bande passante de l'unité de conditionnement du signal délivré par le capteur. Ces conditions étant respectées, toute modification de comportement vibratoire traduira alors une modification :

- soit des forces d'excitation dues à l'apparition de défauts,
- soit du transfert vibratoire « mécanique » dû à des défauts de liaison (desserrage, fissuration d'ancrages), vieillissement de plots de suspension.

1.5.4 La nature de la pathologie affectant la machine

L'énergie vibratoire et son étendue spectrale induite par un défaut dépendent fortement :

- de la nature du défaut (balourd, désalignement, desserrage, jeux de paliers ou d'accouplement, écaillages de denture ou de bague de roulement...)
- de la vitesse de rotation de la ligne d'arbres qu'il affecte.

Les facteurs susceptibles d'affecter de manière significative la mesure d'une grandeur vibratoire ou l'interprétation de son évolution sont nombreux et parfois difficiles à maîtriser. L'opérateur doit toujours faire preuve de rigueur au niveau de la prise de mesure et d'esprit critique au niveau de l'interprétation des évolutions.

1.6 Notions de modulations

Certains défauts peuvent se manifester par deux types de modulations.

1.6.1 Modulations d'amplitude

Indépendamment des défauts de type chocs qui génèrent une modulation des fréquences de résonance de structure vue précédemment, un organe de machine peut lui aussi être soumis à des efforts dont l'amplitude varie de manière périodique. C'est le cas par exemple pour un réducteur des efforts d'engrènement, efforts qui augmentent et diminuent à chaque tour de l'arbre si ce dernier est excentré ou déformé.

L'effort principal d'engrènement est modulé à chaque tour par l'effort supplémentaire imprimé par la déformation de l'arbre qui modifie le jeu d'engrènement et la pression exercée sur chaque dent en prise.

L'amplitude du signal vibratoire induit par l'engrènement est une fonction périodique du temps, et on dit alors que ce signal est modulé en amplitude (figure 1.11).

**Modulation d'amplitude = variation périodique
des forces dynamiques**

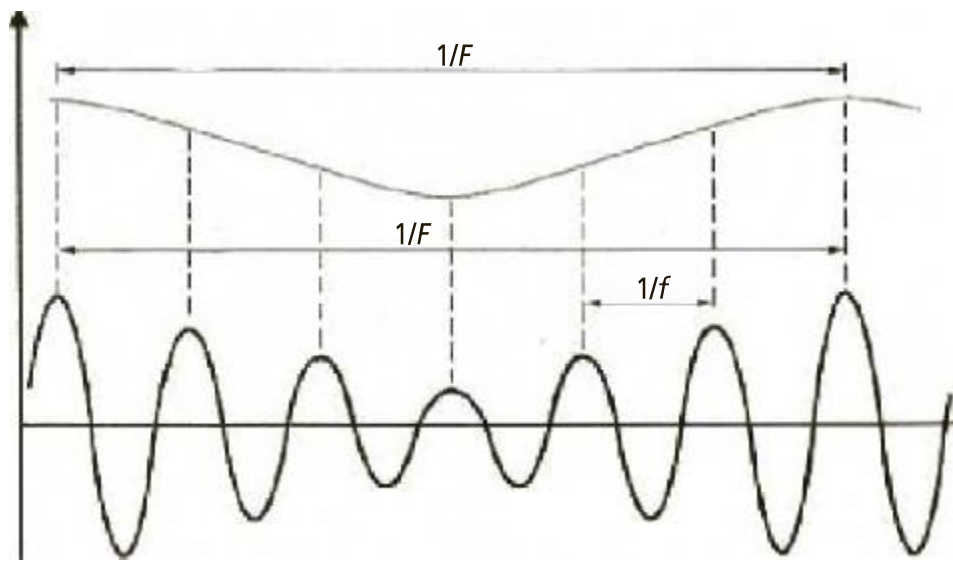


Figure 1.11 – Modulation d'amplitude

1.6.2 Modulations de fréquence

De même, des jeux d'accouplement et de clavette, des écaillages de denture, des ruptures de barres rotoriques de moteurs..., entraînent des variations de la **vitesse** de rotation instantanée des lignes d'arbres affectées par ce défaut et, donc, des **variations de fréquence** des composantes caractéristiques liées à ces dernières (fréquence de passage des encoches, fréquence d'engrènement, fréquence d'accouplement...). Les fréquences de ces composantes deviennent des fonctions périodiques du temps. On dit que ces composantes sont modulées en fréquence (figure 1.12).

**Modulation de fréquence = microvariation périodique
de la vitesse de rotation**

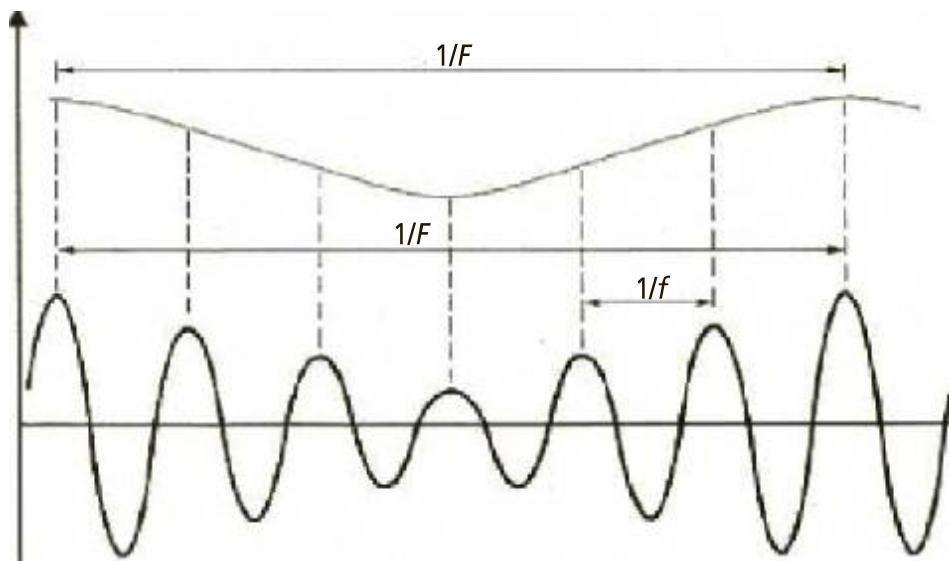


Figure 1.12 – Modulation de fréquence

À retenir

Les informations apportées par ces phénomènes de modulation sont souvent déterminantes dans la formulation d'un diagnostic. Cependant, si leur mise en évidence est assez facile avec un appareil de mesure possédant une bonne résolution ou avec un zoom, la détermination de leur nature (amplitude ou fréquence) nécessite des techniques de traitement du signal spécifiques, réservées le plus souvent à des spécialistes car la représentation fréquentielle de ces deux types de modulation est sensiblement identique. Elle se compose de bandes latérales espacées d'un pas égal à la fréquence du phénomène modulant, centrée autour de la fréquence du phénomène modulé.

1.7 Notion de phases

Les efforts qui causent les vibrations ne se produisent pas forcément au même moment sur tous les points de la machine. Ainsi, un défaut de balourd va-t-il répartir son effet maximum pendant la durée d'un tour en tous points de la circonférence d'un palier et entre deux mesures, l'une effectuée sur un point vertical et l'autre sur un point horizontal, le décalage du point haut de la vibration sera voisin d'un quart de tour ou de 90° .

On appelle **déphasage** cet écart de temps ou cet écart angulaire entre deux événements d'un même signal ou deux signaux d'un même événement mesurés

en des points différents. On dira que les deux événements sont en **phase** (ou de déphasage nul) lorsque les deux événements se produiront en même temps et qu'ils sont déphasés lorsqu'ils seront décalés.

Les écarts donnés par ce déphasage permettent d'affiner un diagnostic (cf. chapitre 5) et peuvent permettre à des spécialistes d'orienter des opérations d'équilibrage, de diagnostiquer des défauts de type fissurations d'ancrages ou de distinguer la position relative de deux phénomènes.

1.8 Les indicateurs spécifiques des défauts de type impulsif (dits indicateurs « défauts de roulements »)

Nous avons vu en 1.2 les trois différentes valeurs d'amplitude. L'amplitude efficace est la plus utilisée pour l'étude des vibrations générées par des efforts périodiques, mais elle peut-être associée à un certain nombre d'indicateurs spécifiques qui permettent la mise en évidence de défauts de type impulsif aussi bien périodiques qu'aléatoires. Ce sont principalement :

1.8.1 Le facteur de crête

qui se définit comme le rapport de la valeur de l'amplitude crête sur l'amplitude efficace :

$$FC = \frac{\max(|s(t)|)}{A_{\text{eff}}(s(t))}$$

Une vibration de type sinusoïdal (balourd, désalignement...) aura un facteur de crête voisin de 1.5, alors qu'une vibration de type impulsif (chocs) aura un facteur de crête beaucoup plus important (figure 1.13).

1.8.2 Le kurtosis

L'analyse statistique du signal est un autre indicateur intéressant : les vibrations de type sinusoïdal ou impulsif génèrent non seulement des différences importantes de rapport amplitude crête/amplitude efficace comme nous l'avons déjà vu avec le facteur de crête, mais aussi des allures de courbes de densité différentes. Pour quantifier cette différence, le kurtosis (K), qui dérive du moment statistique d'ordre 4, est le plus représentatif.

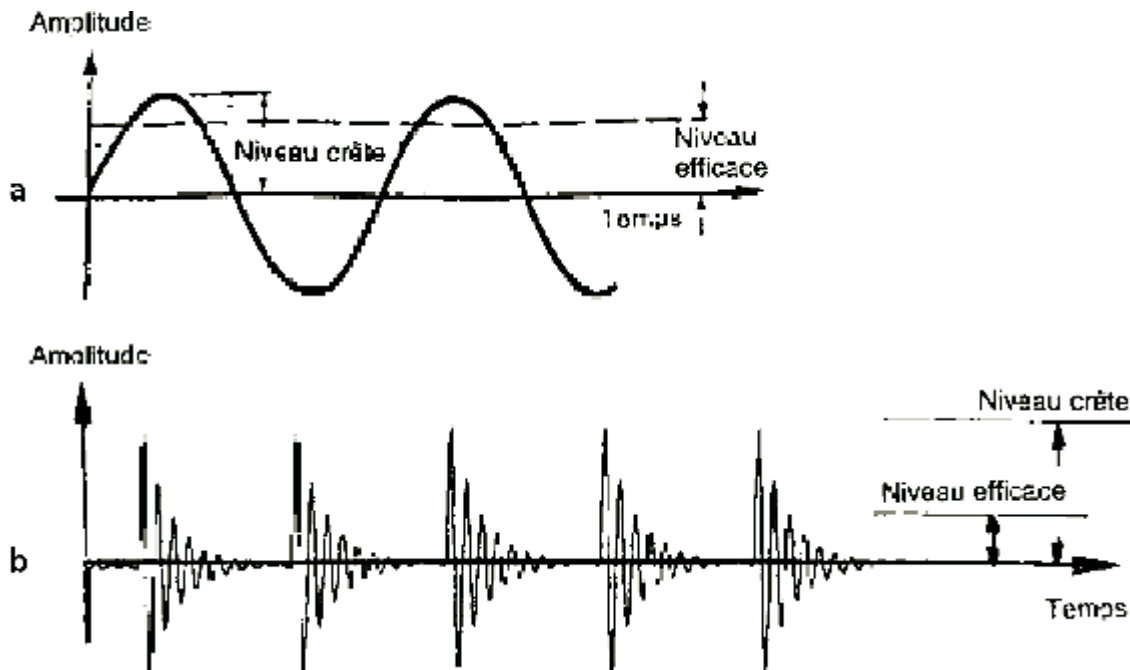


Figure 1.13 – Comparaison du facteur de crête selon la nature des vibrations
en a, le facteur crête $A_c/A_{eff} = 1,414$ pour une vibration sinusoïdale
en b, le facteur crête $A_c/A_{eff} = 3,4$ pour une vibration impulsionnelle

Il se définit comme le rapport de la valeur moyenne du signal élevé à la puissance 4 sur le carré de son énergie. Il est donné par la formule :

$$K = \frac{\text{Valeur moyenne de } s^4(t)}{[\text{Valeur moyenne de } s^2(t)]^2} = \frac{\sqrt{\frac{1}{N}[s_1^4 + s_2^4 + \dots + s_N^4]}}{A_{eff}^4}$$

Concrètement, K quantifie l'aplatissement de la courbe de densité de probabilité du signal (figure 1.14).

À retenir

Dans le cas d'un signal impulsionnel aléatoire (distribution gaussienne des amplitudes), le kurtosis est égal à 3 et l'amplitude crête du signal est statistiquement égale à 3 fois son amplitude efficace :

K voisin de 1.5 pour une vibration de type sinusoïdal

K voisin de 3 pour une vibration de type impulsionnel aléatoire

K >> 3 pour une vibration de type impulsionnel périodique

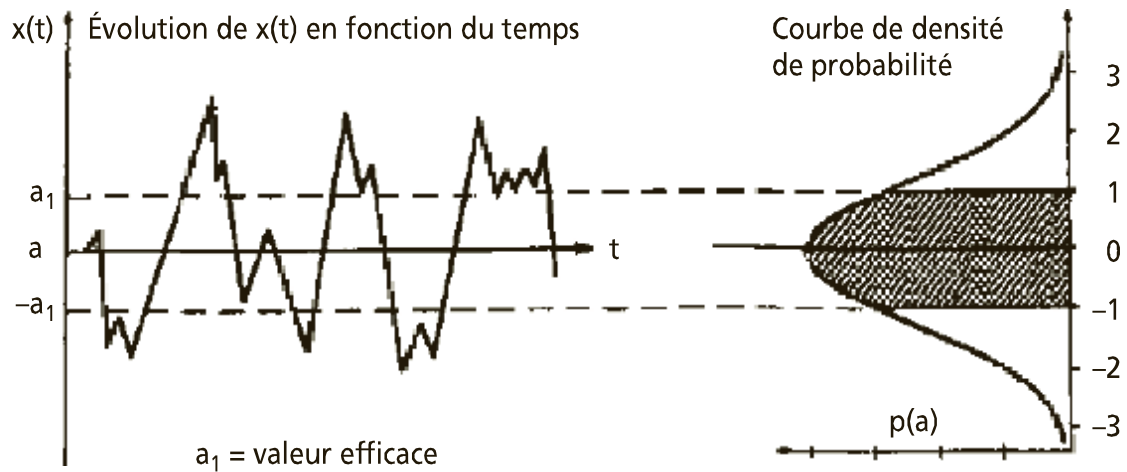
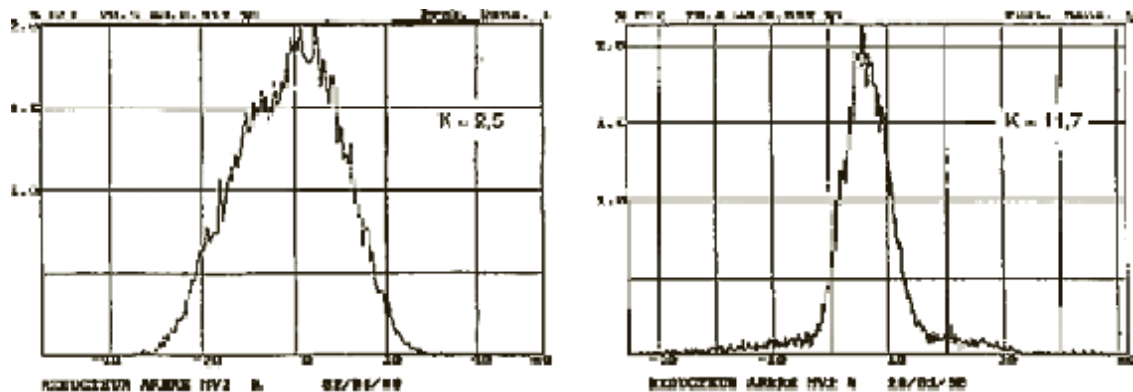


Figure 1.14 – Établissement d'une courbe de densité de probabilité (courbe théorique)

La figure (1.15) illustre l'évolution du kurtosis qui en passant de 2,5 à 11,7, met en évidence la dégradation d'une denture d'engrenage.



En l'absence de défaut de denture ($K = 2,5$) Après fissuration d'une dent ($K = 11,7$)

Figure 1.15 – Exemple de valeurs de Kurtosis sur un réducteur avant et après une fissuration de denture sur un pignon.

1.8.3 Mesures dans la plage de résonance du capteur

Appelées parfois aussi mesures des ondes de chocs, elles sont généralement réservées à la surveillance spécifique des roulements. Contrairement aux mesures d'amplitude « classiques », qui sont effectuées dans la plage de

réponse « utile » du capteur (plage de linéarité fréquentielle du capteur, cf. chapitre 3), ces mesures sont effectuées dans la plage de résonance du capteur utilisé.

L'originalité de cette pratique est d'utiliser la résonance du capteur, non seulement comme **amplificateur**, mais aussi comme **filtre qui supprime les basses fréquences** et permet ainsi de s'affranchir des phénomènes de type sinusoïdal tels les balourds, désalignements qui se manifestent à la fréquence de rotation et à ses premières harmoniques.

Le principe de ce type de mesures réside dans l'emploi d'un capteur de vibrations dont la fréquence de résonance est de l'ordre de 20 000 à 30 000 Hz et dont on mesure la réponse à l'excitation provoquée par un défaut de type choc (écaillage de roulements ou défaut sur des engrenages...).

Certains constructeurs de matériels de mesure, comme SPM, ont établi par expérience une valeur « tapis » réputée être la valeur de référence mesurée sur un roulement neuf. La différence entre la valeur trouvée et la valeur de référence témoigne de la dégradation du roulement. D'autres, comme Schenck, IRD ou SKF, associent aux valeurs mesurées dans la plage de résonance du capteur, des paramètres d'amplitude plus traditionnels tels la valeur efficace et le facteur de crête, pour définir des indicateurs spécifiques de mesure dont le nom est propre à chaque fabricant (BCU, g/SE, HFD...).

Remarque

Contrairement aux valeurs des grandeurs (accélération, vitesse, déplacement) mesurées dans la plage de linéarité du capteur, les valeurs mesurées dans la plage de résonance du capteur sont généralement différentes de l'appareil d'un constructeur à l'autre puisqu'ils dépendent du capteur utilisé et des techniques de traitement du signal variables selon les fabricants.

Les valeurs de ces indicateurs, comme les précédents, ne doivent généralement pas être considérées comme des valeurs absolues d'un défaut, mais comme des valeurs comparatives d'une mesure à la suivante et dont la courbe d'évolution sera significative d'une dégradation.

Les défauts recherchés sont généralement des défauts basse fréquence (défaut de cage ou passage d'une bille sur un défaut de bague externe d'un roulement...) qui ne peuvent exciter la résonance du capteur que lorsqu'ils ont un nombre suffisant d'harmoniques pour atteindre la haute fréquence mesurée. Or **le nombre d'harmoniques va diminuer au fur et à mesure de l'évolution de la dégradation**, et ceci peut avoir pour conséquence de laisser croire que le défaut a disparu alors qu'au contraire, ce sera justement parce que la dégradation sera devenue trop importante pour générer suffisamment d'harmoniques que le niveau vibratoire semblera avoir baissé.

1.8.4 La recherche du *niveau enveloppe* des modulations d'amplitude (indicateur issu de l'enveloppe du signal, appelé souvent « *Démodulation globale d'amplitude* »)

Cette technique de détection précoce des défauts de type chocs comme les écaillages de roulements ou les défauts de graissage se généralise aujourd'hui sur les appareils de mesures et présente un prolongement intéressant de la technique précédente.

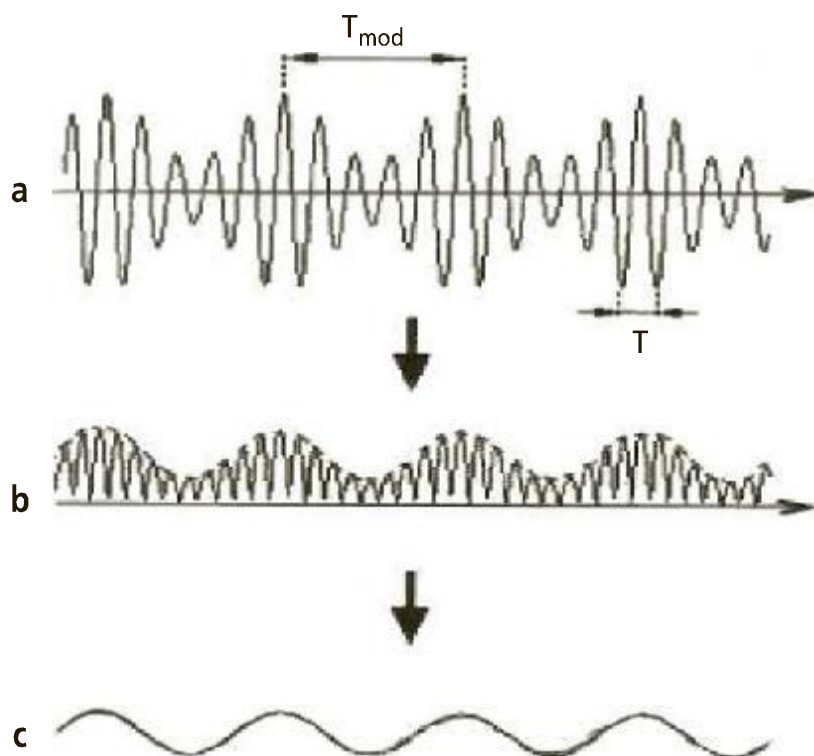


Figure 1.16 – Principe de mesure d'un niveau enveloppe de modulation d'amplitude. Nous avons en a le signal temporel avec, comme périodicité T_{mod} la cadence de répétition des chocs, et comme périodicité T , la période d'oscillation du mode de structure excité. T_{mod} est une onde modulante portée par la réponse T de l'excitation de structure. La démodulation consiste à redresser le signal, c'est-à-dire à mettre en positif toutes les valeurs négatives des composantes du signal en b et tracer l'enveloppe du signal ainsi obtenu en c dont : **on mesure le niveau pour obtenir le niveau global de la modulation et on calcule le spectre pour obtenir la fréquence de modulation, c'est-à-dire la fréquence de répétition des chocs.**

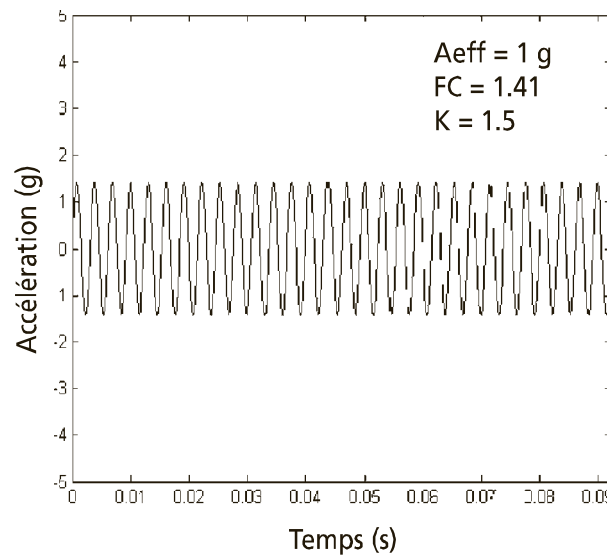
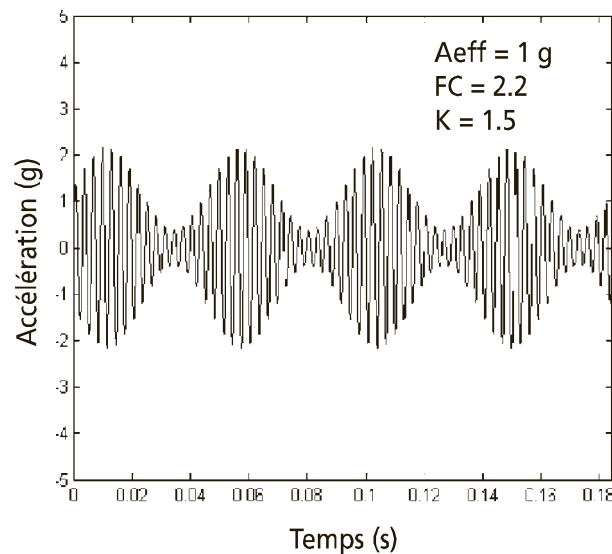
Le principe consiste à mesurer le signal vibratoire dans une plage de fréquences suffisamment haute pour s'affranchir des phénomènes basses et moyennes fréquences comme les balourds, les désalignements, les engrènements et les passages d'encoches ou de pales, et à séparer, à l'intérieur de cette bande, le signal modulé (fréquences de résonance) du signal modulant qui correspond au défaut recherché et dont on estime un niveau global de modulation. À la différence de la technique précédente, on n'utilise plus le capteur comme seul élément amplificateur du signal par sa résonance mais aussi n'importe quelle autre fréquence propre liée à la machine et susceptible d'être excitée, car comme nous l'avons écrit plus haut, les défauts de type chocs génèrent de très nombreux harmoniques qui peuvent atteindre la plage de résonance d'un capteur mais qui, au passage, peuvent accrocher aussi un ou **plusieurs modes de résonance de structure**. Rappelons, à ce sujet, qu'une structure est décomposable en un grand nombre de systèmes élémentaires masse-ressort et que de tels systèmes élémentaires sont appelés modes de résonance et se caractérisent par une fréquence propre et un coefficient d'amortissement.

Amélioration sensible des indicateurs précédents, la démodulation d'amplitude globale consiste tout simplement à rechercher sur des plages de hautes fréquences librement choisies ou programmées par le constructeur, s'il y a ou non des résonances, et à mesurer sur le signal temporel filtré et redressé (figure 1.16) le niveau de la modulation provoquée par la répétition des chocs, afin d'en sortir un niveau global donné en une unité spécifique propre à chaque constructeur.

1.9 Quelques formes de signaux vibratoires typiques

Un signal sinusoïdal (figure 1.17 a) représente par exemple la manifestation vibratoire d'un déséquilibre, d'un engrènement parfait, d'un déversement de la bague fixe d'un roulement... Il se caractérise par une valeur de facteur de crête égal à $\sqrt{2}$ ou par une valeur de kurtosis égale à 1,5.

Un signal sinusoïdal dont l'amplitude (figure 1.17 b) est modulée représente par exemple la manifestation vibratoire de l'engrènement d'un train d'engrenages dont un des arbres présente une forte excentration. Il se caractérise par une valeur de kurtosis voisine de 1, 5 ou par une valeur de facteur de crête faible mais supérieure à $\sqrt{2}$.

**Figure 1.17 a – Signal sinusoïdal****Figure 1.17 b – Signal sinusoïdal modulé en amplitude**

Un signal impulsif périodique (figures 1.17 c et d) représente la réponse de modes de résonance de bagues de roulement, de denture, de palier... à des chocs périodiques. Il traduit les manifestations vibratoires de défauts tels qu'écaillages et jeux mais aussi du fonctionnement normal de machines alternatives (compresseurs à pistons...). Les valeurs du facteur de crête ou du kurtosis sont d'autant plus élevées que la réponse du mode a le temps de s'amortir entre deux excitations successives, c'est-à-dire lorsque la fréquence de répétition des chocs est faible devant la fréquence du mode excité.

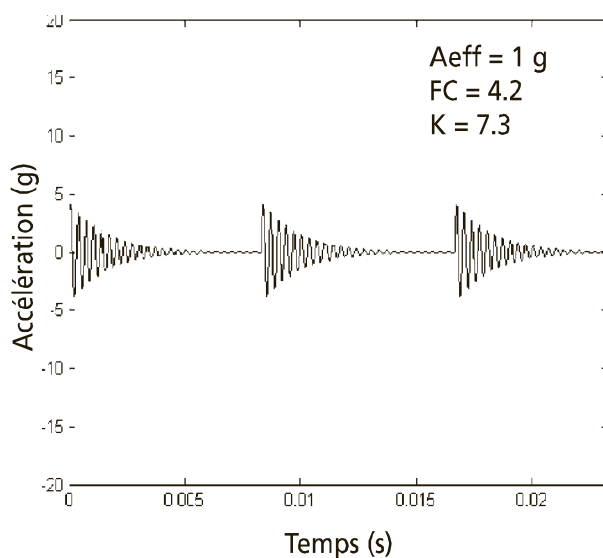


Figure 1.17 c – Signal impulsionnel périodique représentant la réponse du mode fondamental de bague de roulement de fréquence 3 000 Hz

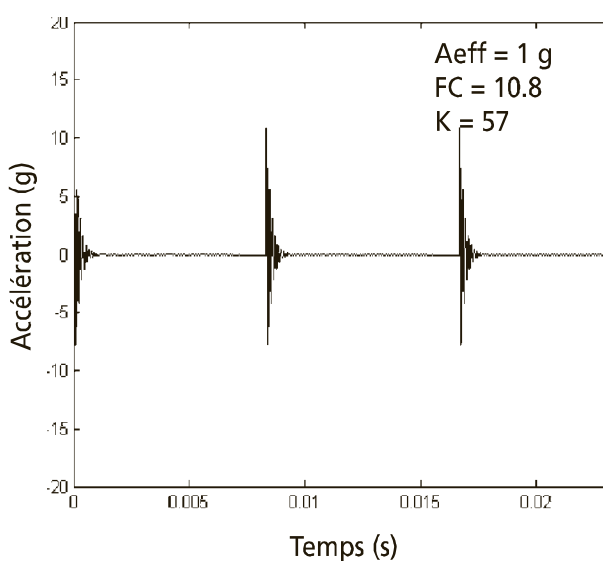


Figure 1.17 d – Signal impulsionnel périodique représentant la réponse d'un mode de bague de roulement de fréquence 9 000 Hz

Un signal impulsionnel aléatoire (figure 1.17 e) représente la réponse de mode des résonances à des excitations impulsionnelles aléatoires. Il traduit les manifestations vibratoires de roulage sur des surfaces présentant de l'usure (usure de bagues de roulement...) ou mal lubrifiées, de phénomènes de cavitation ou d'écoulements turbulents.

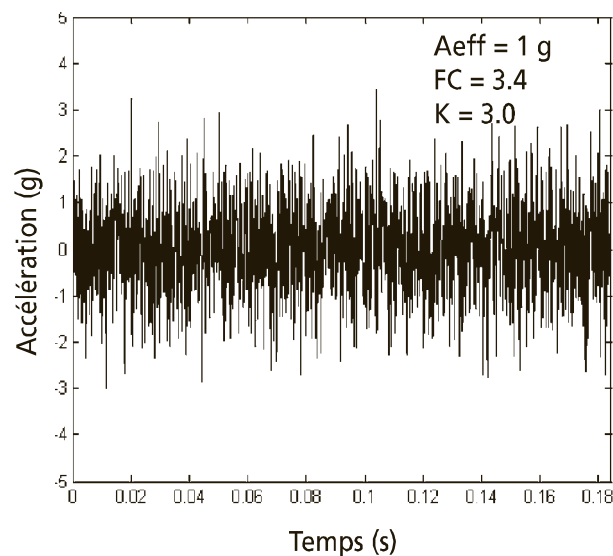


Figure 1.17 e – Signal impulsionnel aléatoire

La figure 1.17 f représente un signal typique d'écaillage d'une bague fixe d'un roulement. Le roulage des galets sur un écaillage génère des excitations impulsionnelles périodiques alors que le roulage sur les secteurs de la bague non écaillés mais présentant un peu d'usure génère des excitations impulsionnelles aléatoires.

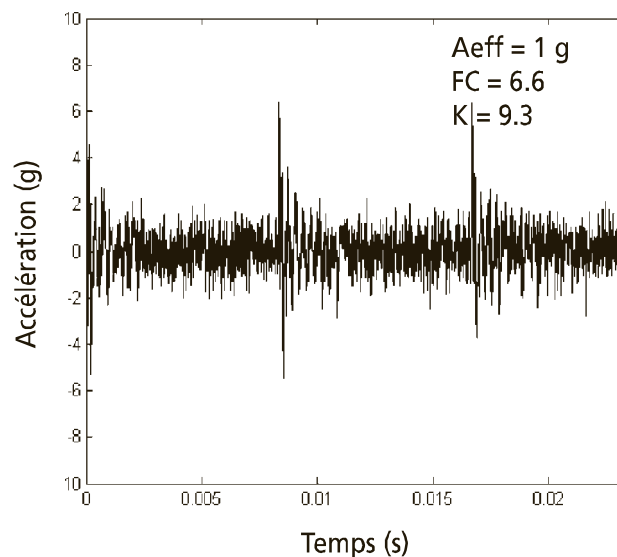


Figure 1.17 f – Signal impulsionnel mixte, aléatoire et périodique

2 • REPRÉSENTATION ET TRAITEMENT D'UN SIGNAL

2.1 Représentation

2.1.1 Représentation temporelle

Le signal vibratoire délivré par un capteur peut être représenté de différentes façons. La première qui vient à l'esprit est la représentation de chaque événement en fonction de sa progression dans le temps (représentation temporelle). Cette représentation est d'ailleurs utilisée pour suivre le comportement vibratoire d'une machine en fonction de ses paramètres de fonctionnement pour l'étude, par exemple, du comportement vibratoire d'un compresseur à pistons sur un cycle de compression. Elle sert aussi, et de façon très pertinente, à l'élaboration d'un diagnostic pointu lorsque, après dépistage d'une anomalie, il sera possible, grâce à des analyseurs de signaux haut de gamme, de suivre le signal temporel filtré autour de la fréquence générée par le défaut. Cependant, il s'agit là d'une technique que nous évoquerons plus en détail au chapitre 4 mais qui relève bien souvent à ce jour plus du domaine de l'expertise que de la surveillance.

Ce type de représentation temporelle est aisé à exploiter lorsque le signal délivré par le capteur est simple (par exemple, signal délivré par un capteur de proximité représentant le déplacement relatif d'un arbre dans son palier (vibration de type sinusoïdal induite par le balourd du rotor)...). Il est encore facile à exploiter lorsque ce signal a fait l'objet d'un traitement approprié (filtrage, moyennage synchrone), mais il devient hélas vite inextricable lorsque le signal a pour origine des sollicitations multiples (figure 2.1).

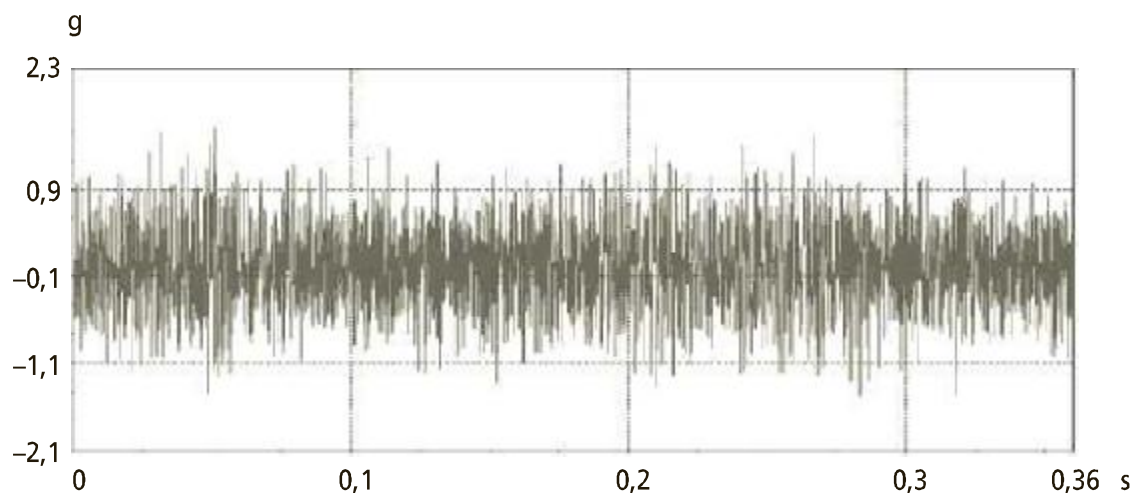


Figure 2.1 – Signal temporel « brut » délivré par un accéléromètre fixé sur un des paliers MV d'un réducteur

Pour qu'il puisse être plus facilement interprété, le signal doit donc généralement être décomposé en différentes composantes sinusoïdales élémentaires. Si cette décomposition est théoriquement possible par filtrages successifs, sa représentation dans le domaine temporel deviendrait vite trop foisonnante (figures 2.2 et 2.3), donc inexploitable.

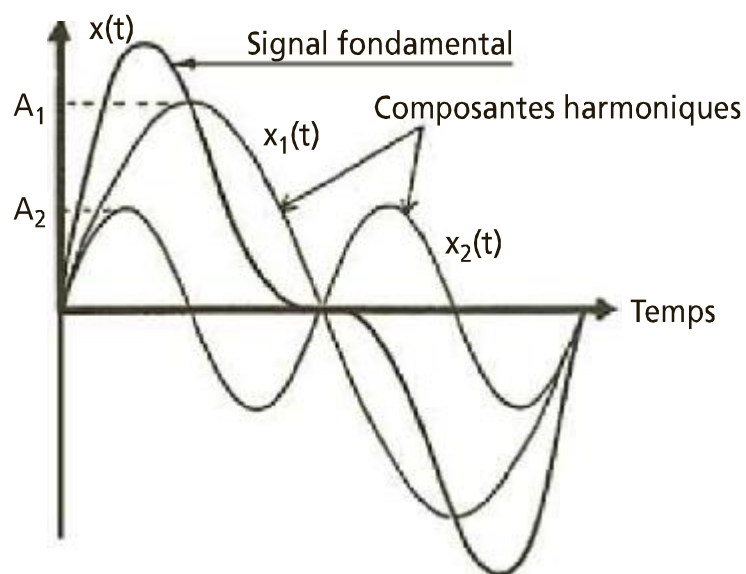


Figure 2.2 – Décomposition d'un signal temporel en ses deux composantes harmoniques

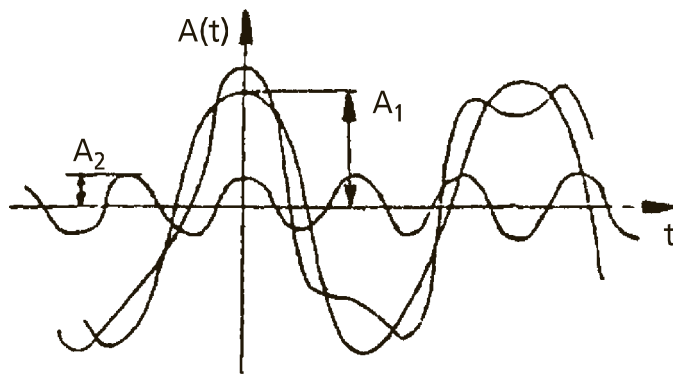


Figure 2.3 – Représentation temporelle
des différentes composantes d'un signal complexe

2.1.2 Représentation en fonction de la fréquence (représentation spectrale)

Faute de pouvoir représenter le signal vibratoire en fonction du temps sous une forme facilement exploitable, on a recherché à le représenter dans un diagramme amplitudes/fréquences appelé **spectre** (*parce qu'intemporel*). Avec ce type de représentation, chacune des composantes sinusoïdales élémentaires constituant le signal est parfaitement définie par son amplitude et sa fréquence. La représentation spectrale du signal en figure 2.3 devient ainsi plus claire et facilement exploitable (figure 2.4).

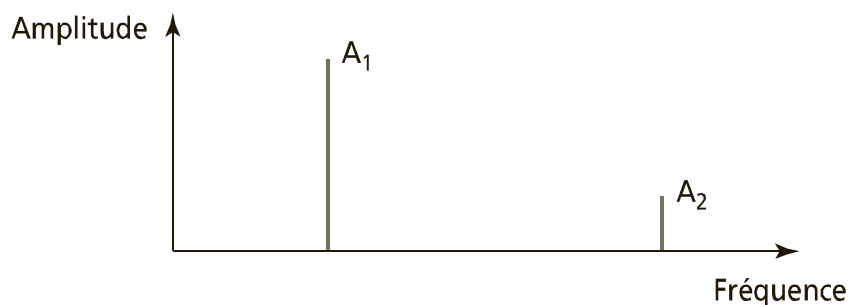


Figure 2.4 – Représentation spectrale des différentes composantes
du signal donné en figure 2.3

La simplification apportée par ce type de représentation et la décomposition du signal en composantes sinusoïdales élémentaires (analyse spectrale) sont illustrées par les figures 2.5 et 2.6.

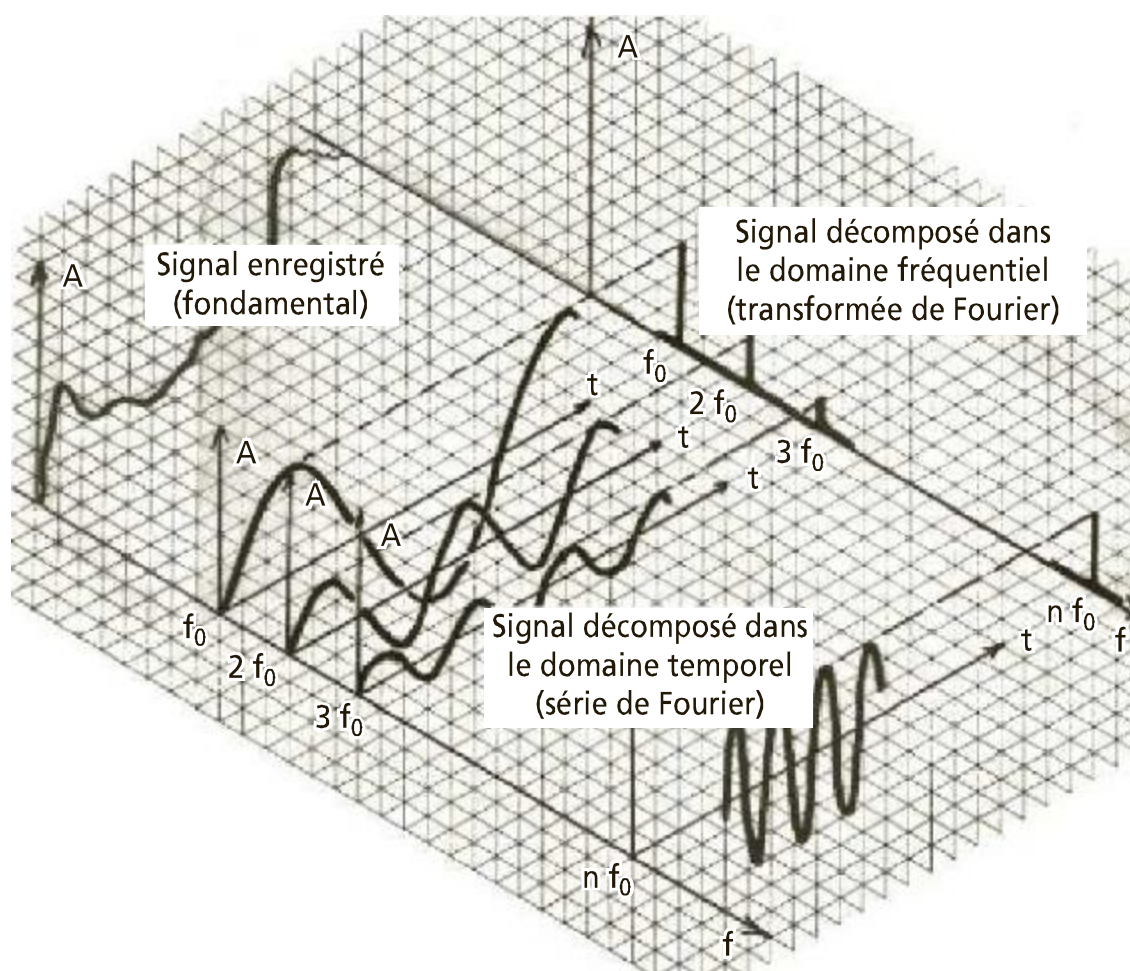


Figure 2.5 – Différentes représentations d'un signal brut par décomposition dans les domaines temporel et fréquentiel

L'analyse spectrale permet de décomposer un signal complexe en composantes sinusoïdales caractérisées par leur amplitude et leur fréquence

2.1.3 Intérêt pratique de l'analyse spectrale

Toute anomalie affectant une machine tournante (balourd, désalignement, phénomène de tourbillon d'huile, déformation d'arbre, jeu excessif, desserrage de palier, défaut de roulement ou d'accouplement, anomalie électromagnétique affectant le rotor ou le stator d'un moteur, engrènement défectueux...) se traduit par des vibrations dont les fréquences correspondent aux fréquences fondamentales des forces qui les induisent et à leurs harmoniques (harmonique :

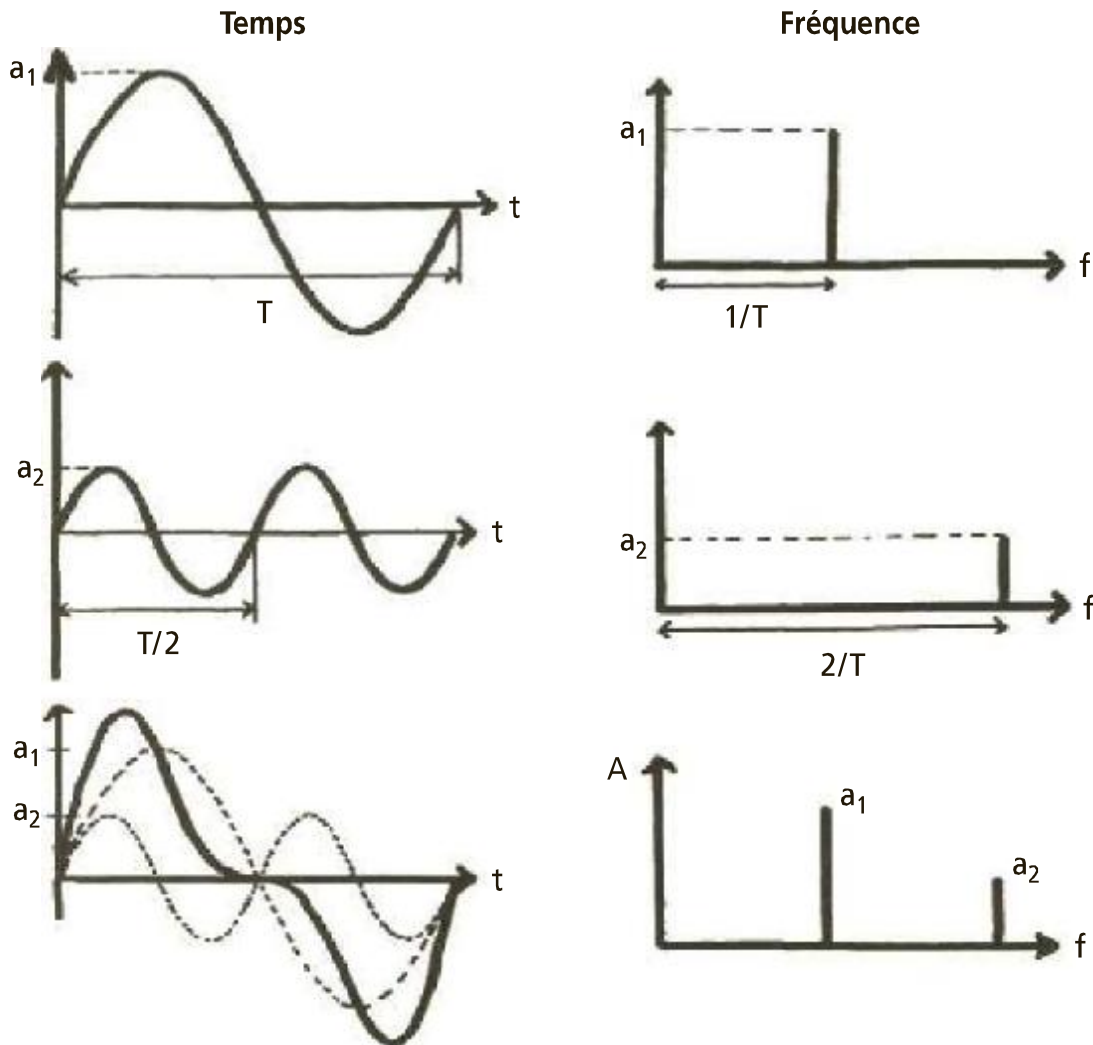


Figure 2.6 – Exemples de conversion temps/fréquences d'un signal temporel

composante dont la fréquence est un multiple d'une fréquence de base appelée fréquence fondamentale). La connaissance de la cinématique de la machine permet, sinon d'identifier l'anomalie, tout au moins de la localiser, de suivre l'évolution des amplitudes des vibrations qu'elle induit et, de ce fait, d'en apprécier la gravité.

Un spectre est un graphe dans lequel sont représentées les amplitudes et les fréquences de toutes les composantes vibratoires induites par le fonctionnement d'une machine. Chaque composante est représentée par un segment vertical appelé raie dont l'abscisse représente la fréquence et l'ordonnée l'amplitude.

L'interprétation d'un spectre consiste dans un premier temps à trouver l'origine cinématique de chaque composante ou famille de composantes constituant le signal.

Exemple

Sur le spectre associé au moto compresseur de la figure 2.7 (figure purement pédagogique puisque considérée comme émanant d'un seul point de mesure), nous notons qu'une raie d'amplitude élevée dont la fréquence est de 50 Hz (3 000 cycles par minute) correspond à la fréquence de rotation du moteur ou du premier arbre du multiplicateur ; une augmentation notable de l'amplitude de cette composante traduirait une anomalie au niveau de cette ligne d'arbres, vraisemblablement un déséquilibre du rotor.

De même, une raie à 100 Hz (deux fois la fréquence de rotation ou deux fois la fréquence du courant d'alimentation) est représentatif de l'état d'alignement de l'arbre du moteur ou d'un défaut électromagnétique ; la raie à 4 450 Hz correspond à la fréquence d'engrènement du multiplicateur (fréquence d'engrènement = nombre de dents $\times$ fréquence de rotation de l'arbre correspondant, soit $89 \times 50 = 4\,450$ Hz). L'analyse de cette composante et des bandes latérales qui lui sont associées et l'étude de leurs évolutions permettront de statuer sur l'état de ce train d'engrenages.

Cet exemple montre la densité des renseignements que l'on peut tirer de l'analyse d'un spectre. Les informations seront d'autant plus riches que la résolution (§ 2.6.1) du spectre sera plus fine.

L'interprétation d'un spectre sera d'autant plus précise et pertinente que le diagnosticien sera en possession d'un maximum de renseignements concernant les conditions d'exploitation, les principes de fonctionnement, les modes de vieillissement et surtout la cinématique de la machine, et notamment pour notre exemple :

- la marque et le type du moteur, le nombre d'encoches, le nombre de pales du ventilateur de refroidissement ;
- la marque, le type des roulements et la position des butées ;
- les types d'accouplement et le nombre de dents ou de doigts d'entraînement ;
- le nombre de dents des engrenages et le type de denture ;
- le nombre d'aubes du compresseur ;
- les caractéristiques cinématiques de la pompe de lubrification.

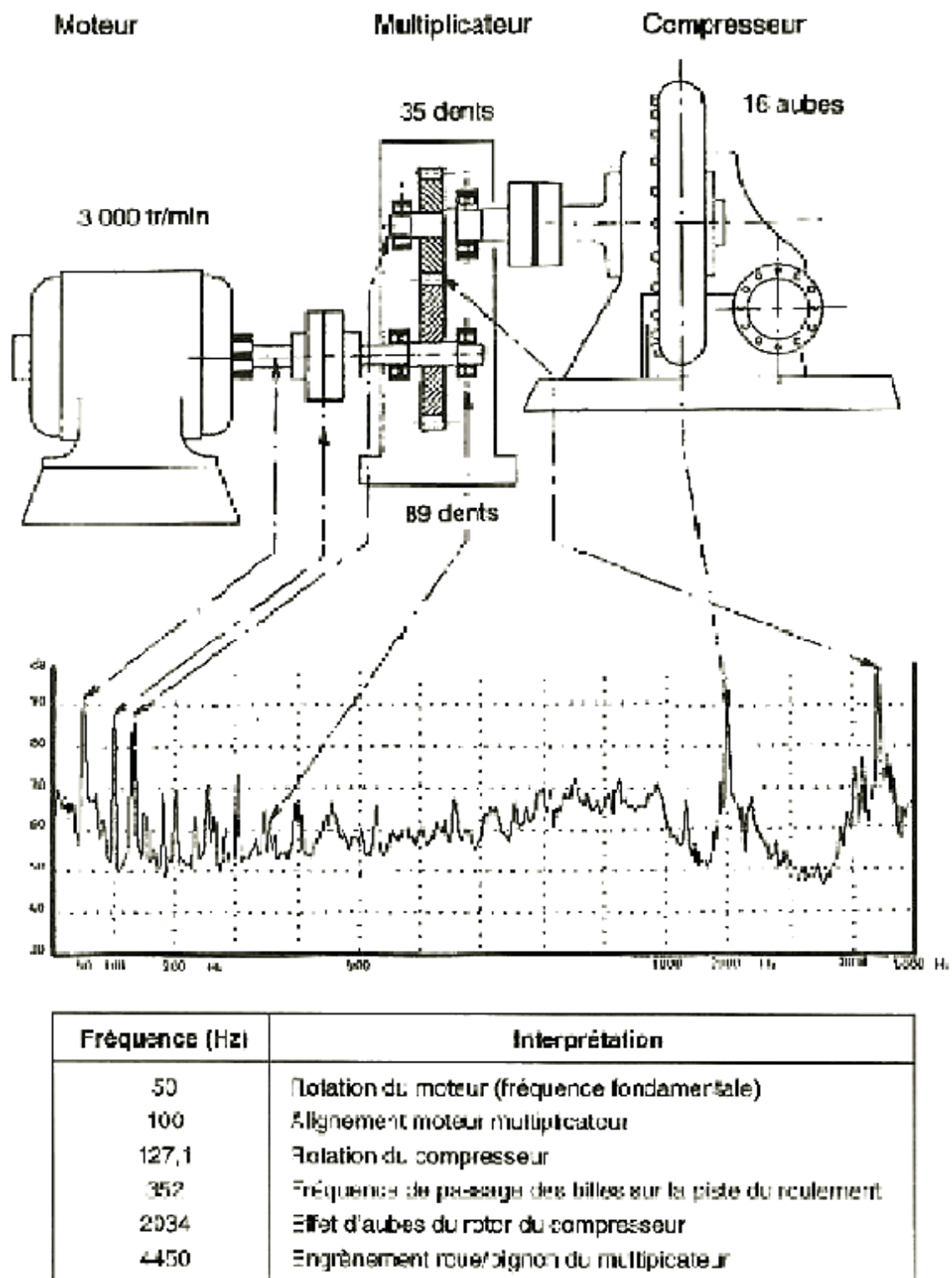


Figure 2.7 – Exemple d'interprétation d'un spectre

2.2 Le calcul du spectre

Un spectre peut être obtenu de deux façons :

1. *Pour mémoire* : Analogiquement, par l'utilisation d'un filtre « accordable », à largeur de bande, soit constante, soit proportionnelle à la valeur de la fréquence centrale retenue. L'image spectrale est obtenue en accordant le filtre sur toutes les fréquences de la plage désirée. Pour cette raison, les appareils qui utilisent cette technique sont souvent dits filtres à balayage.
2. *De nos jours* : Numériquement, par l'application d'un algorithme de calcul (transformée de Fourier discrète) qui a la propriété de décomposer un signal complexe en ses différentes composantes élémentaires définies par leur amplitude et leur fréquence et qui permet de passer d'une représentation temporelle à une représentation spectrale.

L'analyse spectrale à l'aide de filtres « accordables » est de moins en moins utilisée, excepté encore dans quelques appareils dédiés à l'équilibrage des rotors ou à l'alignement des lignes d'arbres.

2.3 Le traitement du signal

Le spectre d'un signal est le résultat du calcul d'une intégrale (intégrale de Fourier) permettant de passer d'une fonction temporelle appelée signal à une fonction fréquentielle appelée spectre. Ce résultat est généralement obtenu grâce à l'algorithme **FFT** (*Fast Fourier Transform*) qui réduit considérablement le temps de calcul. L'utilisation de cet outil mathématique nécessite d'effectuer sur le signal à analyser un certain nombre d'opérations indispensables (numérisation, fenêtrage, périodisation) mais qui entraînent quelques modifications entre le spectre calculé et le spectre réel, altérations dont on doit limiter les effets.

2.3.1 Numérisation et échantillonnage

L'utilisation d'un algorithme de calcul nécessite une numérisation du signal. Cette numérisation est effectuée à l'aide d'un convertisseur analogique/numérique, à la fréquence d'échantillonnage f_e .

Le calcul du spectre s'effectue sur un nombre N d'échantillons. Ce nombre est toujours une puissance de 2 et généralement l'échantillonnage de base se fait sur 1 024 échantillons (2^{10}) ou parfois sur 2 028 échantillons (2^{11}).

L'intervalle de temps Δt correspondant au temps d'acquisition d'un bloc de N échantillons, pour le calcul d'un spectre, est alors égal à :

$$\Delta t = N/f_e = Nt_e$$

avec t_e (le pas d'échantillonnage) = $1/f_e$

2.3.2 Effet de repliement et filtre anti-repliement

L'échantillonnage du signal a pour effet de créer artificiellement, de part et d'autre de la fréquence d'échantillonnage et de ses harmoniques, des spectres fictifs identiques au spectre réel. Ce phénomène qui doit être corrigé sous peine d'un risque de chevauchement et d'interprétation erronée est appelé effet de repliement (figure 2.8).

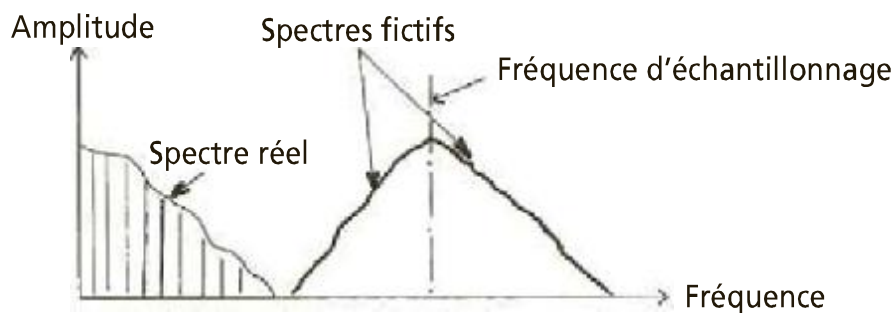


Figure 2.8 – Suppression, par le filtre anti-repliement, du risque de chevauchement dû à l'échantillonnage

Il n'y aura aucun recouvrement entre le spectre réel et les spectres fictifs si la fréquence d'échantillonnage f_e est au moins égale au double de la fréquence la plus élevée des composantes élémentaires constituant le signal $f_{\max}$ (théorème de Shannon).

Cependant, comme cette fréquence $f_{\max}$ est inconnue, on procède de façon inverse en utilisant un filtre passe-bas très sélectif, appelé **filtre anti-repliement**, qui limite la plage d'analyse du signal à moins de la moitié de la fréquence d'échantillonnage. En fait, si N est le nombre d'échantillons constituant un bloc temporel, la plupart des analyseurs de spectres n'affichent que $N/2,56$ lignes spectrales soit une plage de fréquences égale à $0,8 f_e/2$, afin de minimiser les effets de non-linéarité du filtre anti-repliement autour de la fréquence de coupure. Si $[0-F]$ est la gamme d'analyse, la fréquence d'échantillonnage f_e (figure 2.9) sera alors égale à :

$$f_e = 2,56 F$$

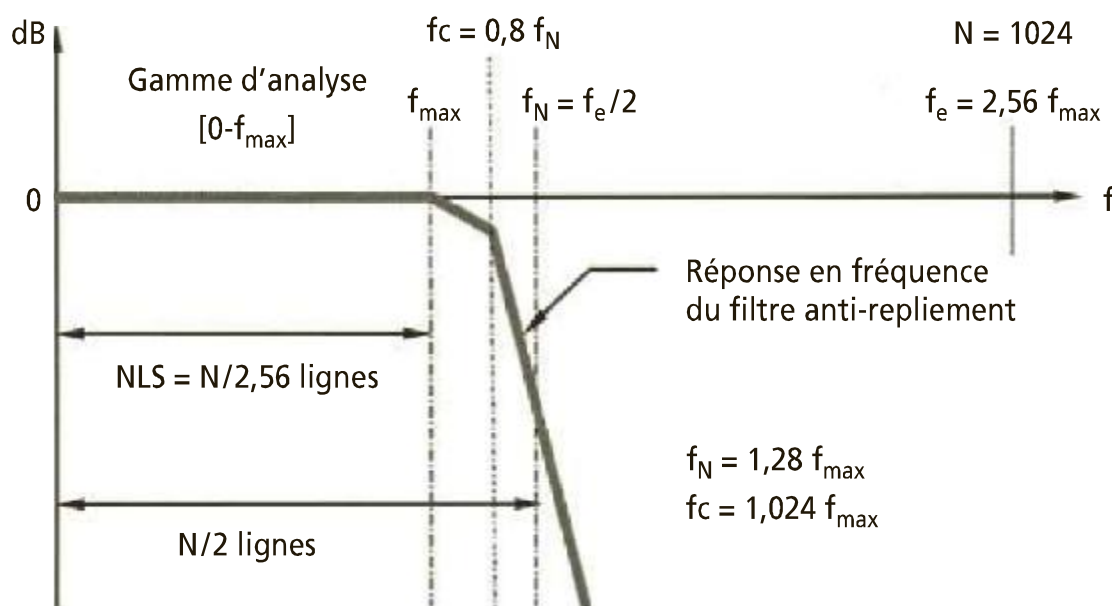


Figure 2.9 – Positionnement de la fréquence de coupure du filtre anti repliement et relation entre le nombre N de points définissant la fenêtre temporelle d'analyse du signal et le nombre NLS de lignes spectrales affichées de son spectre. Si l'échantillonnage se fait sur 1 024 points, la plage utile d'analyse ne devra porter que sur 400 lignes (théorème de Shannon).

Remarque

Le choix du nombre de points constituant un bloc de données longtemps limité à 1 024 (2^{10}) s'étend avec les dernières générations des produits du commerce de 2^9 (512 pts) à 2^{15} (32 768 pts) ce qui correspond à une gamme de lignes spectrales disponibles comprises entre 200 et 12 800.

2.3.3 Fenêtrage et périodisation

En théorie, le calcul de la transformée de Fourier devrait s'effectuer sur un signal dont la durée est infinie. Or, dans la pratique, cette transformée ne peut bien sûr se calculer que sur une **fenêtre temporelle** de largeur Δt . Il est donc nécessaire de considérer que le signal est nul en dehors de cette fenêtre et de le rendre « artificiellement » infini en le répétant identique à lui-même. La période de ce nouveau signal devient alors Δt et cette **périodisation** du signal a pour effet d'échantillonner le spectre à une fréquence Δf , appelée résolution ou finesse d'analyse telle que :

$$\Delta f = 1/\Delta t$$

Le spectre du signal n'est alors connu de manière parfaite que pour une suite de points espacés de Δf . Il en résulte des erreurs parfois importantes sur l'amplitude et la fréquence des composantes élémentaires du signal si la fréquence de ces dernières ne correspond pas à un multiple entier de la résolution Δf . Le spectre par effet de périodisation étant échantillonné avec pour pas Δf aura une forme très différente selon que les fréquences des composantes le constituant seront des multiples ou non de ce dernier ou inversement que la fenêtre temporelle contiendra ou non un nombre entier de périodes de chaque composante constituant le signal (voir figures 2-10 a et b).

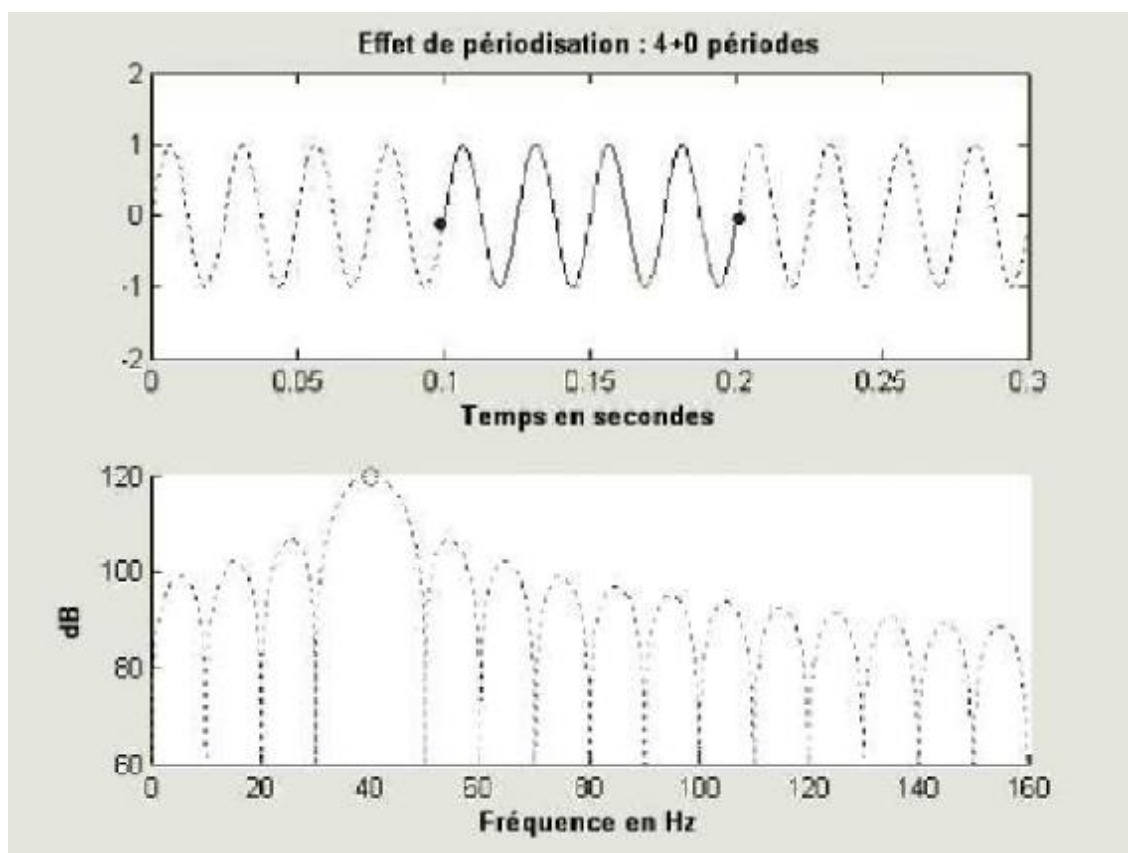


Figure 2.10 a – La fenêtre temporelle contient un nombre entier de périodes du signal à analyser. Le signal périodisé et sa dérivée sont continus aux points de raccordement. Le spectre du signal considéré est alors constitué d'une seule ligne spectrale puisque le pas d'échantillonnage coïncide alors avec les zéros de la transformée de Fourier de la fenêtre temporelle.

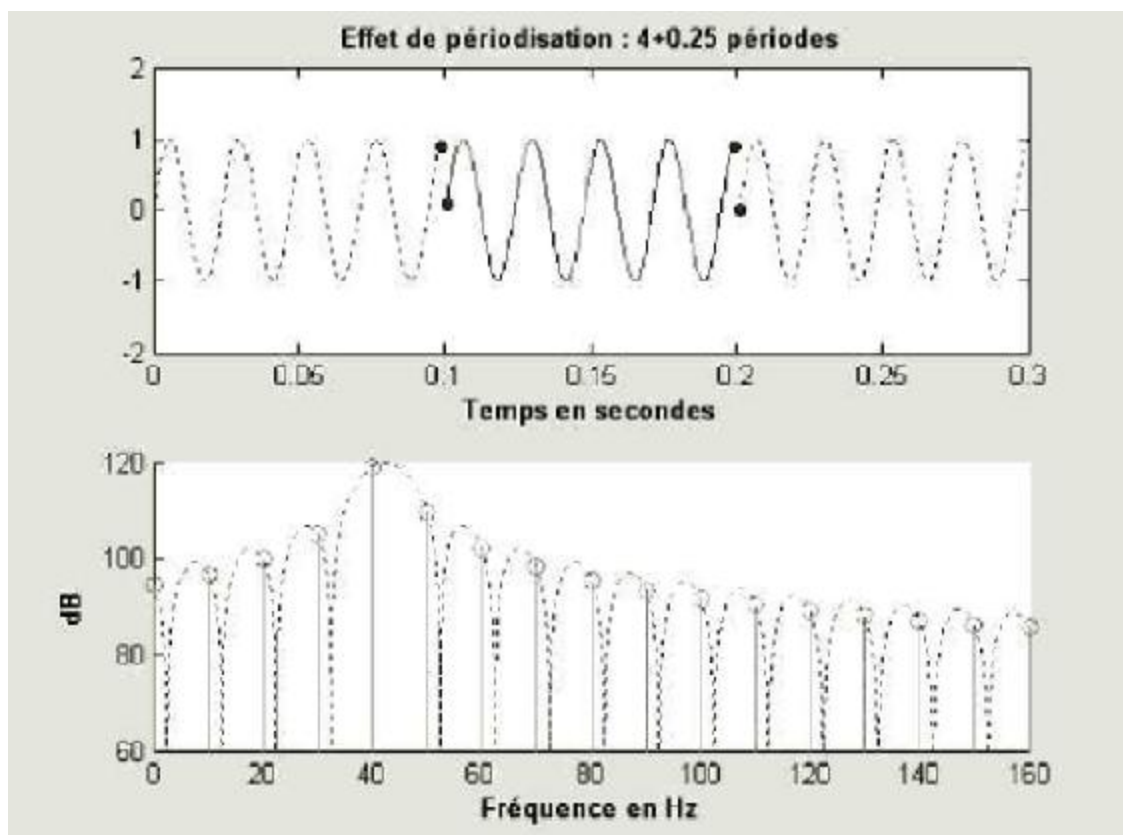


Figure 2.10 b – La fenêtre temporelle ne contient pas un nombre entier de période du signal à analyser. Le signal périodisé ou sa dérivée sont discontinus aux points de raccordement. Le spectre du signal considéré est constitué d'un grand nombre de lignes spectrales d'amplitude décroissante de part et d'autre de la ligne spectrale centrale puisque les zéros de la transformée de Fourier de la fenêtre temporelle ne peuvent plus coïncider avec le pas d'échantillonnage.

Si la largeur de la fenêtre d'observation Δt ne correspond pas à un multiple entier de la période de chaque composante élémentaire constituant le signal, il apparaît dans le spectre un grand nombre de composantes fictives qui peuvent considérablement en « brouiller » la lisibilité. Cette dernière peut être significativement améliorée en rendant continu le signal périodisé en le multipliant par une **pondération** qui l'annule aux extrémités de sa fenêtre temporelle. La fenêtre de pondération la plus utilisée pour l'analyse des vibrations induites par des machines tournantes est la **fenêtre de Hanning** (voir figure 2-11) dont l'utilisation a, entre autres, pour effet de réduire considérablement, comme le montrent les figures 2.12, le bruit d'analyse lorsque la largeur de la fenêtre ne contient pas un nombre entier de périodes.

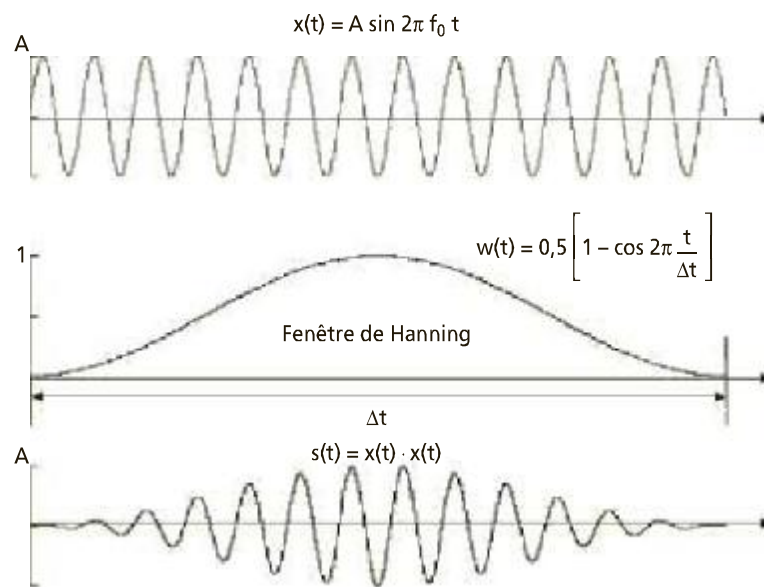


Figure 2.11 – Impact de la fenêtre de Hanning sur la forme d'un signal sinusoïdal

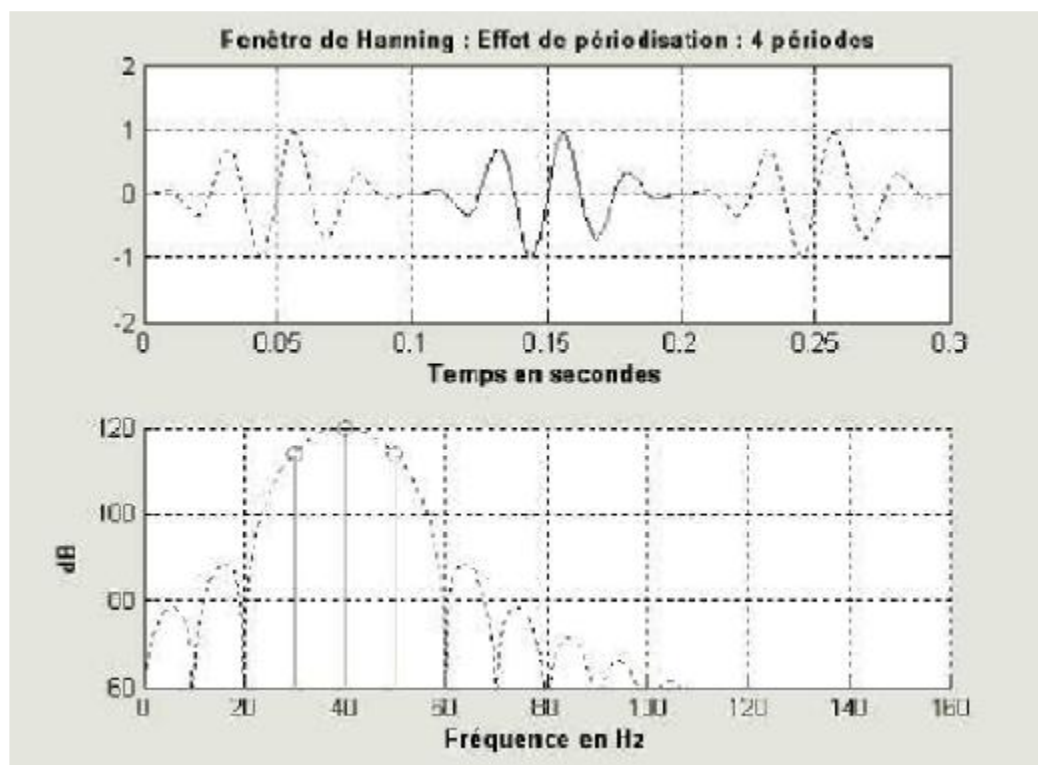


Figure 2.12 a – Impact de la fenêtre de Hanning sur la forme du spectre d'un signal sinusoïdal dans le cas où la fenêtre temporelle contient un nombre entier de périodes. Le spectre du signal considéré est constitué de trois lignes spectrales puisque les zéros de la transformée de Fourier de la fenêtre temporelle coïncident avec le pas d'échantillonnage Δf .

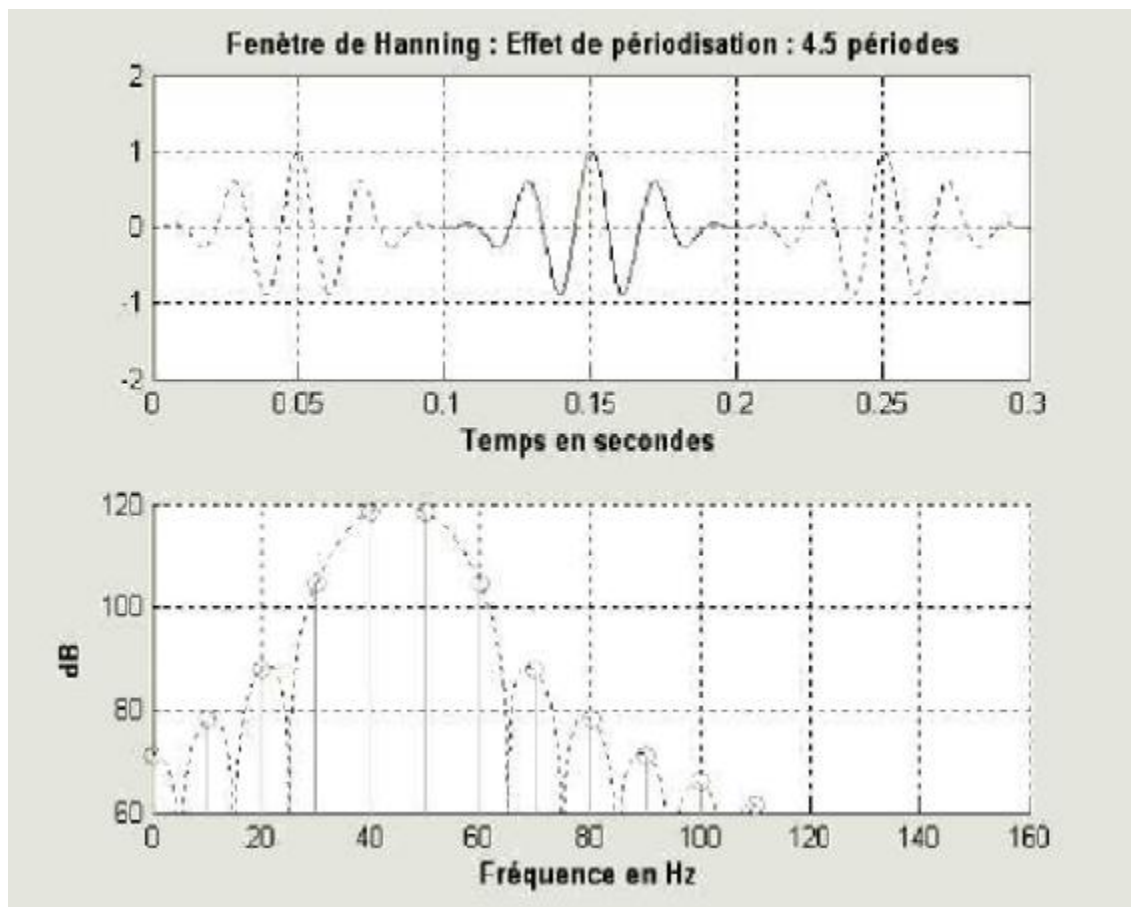


Figure 2.12 b – Impact de la fenêtre de Hanning sur la forme du spectre d'un signal sinusoïdal dans le cas où la fenêtre temporelle ne contient pas un nombre entier de périodes. Le spectre du signal considéré est constitué d'un grand nombre de lignes spectrales d'amplitude décroissante de part et d'autre de la ligne spectrale centrale puisque les zéros de la transformée de Fourier de la fenêtre temporelle ne peuvent plus coïncider avec le pas d'échantillonnage Δf .

2.3.4 Le moyennage spectral

■ La représentativité d'un spectre

Un spectre correspond à la transformée de Fourier d'une fraction de signal dont la longueur Δt dépend de la gamme d'analyse et du nombre de lignes spectrales choisies. Or, dans le cas d'une machine tournante, la reproductibilité des mesures nécessaire pour mettre en évidence le caractère périodique

d'un phénomène réclame l'analyse du signal sur une durée T représentant au minimum une cinquantaine de rotations de la ligne d'arbres considérée. Suivant la gamme d'analyse, le nombre de lignes spectrales choisi et la vitesse de rotation de cette dernière, la largeur de la fenêtre temporelle Δt permettant le calcul d'un spectre peut être très faible devant la durée T nécessaire à l'analyse du signal. Un seul spectre peut alors représenter un nombre de rotations insuffisant voire seulement une fraction de tour et de ce fait, être non reproductible, voire impossible à interpréter. Si k est la partie entière du rapport $T/\Delta t$, on se doit donc de procéder à une partition de la portion de signal de longueur T en k blocs de données de même longueur, et de calculer le spectre correspondant à chaque bloc. Compte tenu des difficultés de représentation d'un grand nombre de spectres en cascade, il est courant de réduire les données en considérant un spectre fictif appelé spectre moyenné dont l'amplitude de chaque ligne spectrale de rang i représente la moyenne arithmétique des amplitudes des lignes spectrales de même rang issues de chaque spectre instantané.

Exemples

Une pompe de vitesse de rotation voisine de 3 000 tr/mm effectue une cinquantaine de tours en une seconde. Si on veut calculer le spectre vibratoire de cette pompe dans la gamme [0-20 kHz] avec une résolution de 12,5 Hz (1 600 lignes spectrales), la largeur Δt de la fenêtre temporelle est de 80 ms et représente quatre rotations de la pompe. Il faut donc calculer douze spectres au minimum pour obtenir une représentation reproductible du comportement vibratoire de la pompe pour les paramètres d'analyse considérés.

Considérons maintenant l'arbre de sortie d'un réducteur entraînant directement un broyeur à boulets dont la vitesse de rotation est de 15 tr/mn. Si on choisit les mêmes paramètres d'analyse que précédemment, la largeur de la fenêtre temporelle représentera alors 1/50 de tour et il faudra calculer 2 500 spectres pour avoir une représentation du comportement vibratoire sur 50 rotations du broyeur.

■ La réduction du « bruit »

Indépendamment de ce qui précède, le moyennage spectral se justifie également par la nécessité de réduire ce qu'il est convenu d'appeler le « bruit ». Un signal est constitué de composantes périodiques et de composantes non périodiques également appelées « bruit » dont la distribution aléatoire d'amplitudes est le plus souvent gaussienne.

Le spectre des composantes périodiques est un spectre « discret » constitué d'un nombre plus ou moins important de raies dont les fréquences sont liées à la cinématique de la machine.

Le spectre des composantes aléatoires est un spectre « continu » et son enveloppe inférieure est aussi appelée « fond de spectre ». Le fond de spectre est en fait la somme de trois sources de « bruit » dont une seule, la troisième, a une réalité physique liée au fonctionnement de la machine :

- le bruit de la chaîne d'acquisition (bruit électronique du capteur et de son conditionneur, bruit dû à une mauvaise adaptation de la dynamique de la chaîne de mesure à celle du signal, bruit de quantification...),
- le bruit d'analyse induit par la transformée de Fourier discrète (résolution, fenêtre d'apodisation...),
- les fluctuations aléatoires de l'amplitude ou de la fréquence de la grandeur mesurée et les réponses impulsionnelles des modes à ces dernières (c'est-à-dire le transfert vibrations/forces) dues à des écoulements turbulents, à des phénomènes de cavitation, au mouvement relatif de surface en contact présentant de l'usure ou mal lubrifiées (roulements, engrenages...).

Pour que le fond de spectre représente bien une grandeur physique liée au fonctionnement de la machine à surveiller et que son évolution soit interprétable, l'opérateur doit rendre négligeable les deux premières sources de « bruit » en adaptant correctement la dynamique de la chaîne d'acquisition (gain, sensibilité du capteur...) à celle du signal à traiter et en choisissant la résolution d'analyse en accord avec les fréquences des sources d'excitation, c'est-à-dire avec la cinématique de la machine considérée.

Le moyennage spectral linéaire permet, comme le montrent les figures 2.13, de lisser le fond de spectre en substituant, pour chaque ligne spectrale, l'amplitude instantanée de cette dernière par sa valeur quadratique moyenne calculée à partir de n spectres instantanés.

À noter

Le « lissage » du fond de spectre nécessite généralement le moyennage d'une vingtaine de spectres instantanés. Au-delà de cette valeur, le fond de spectre n'évolue plus de manière significative.

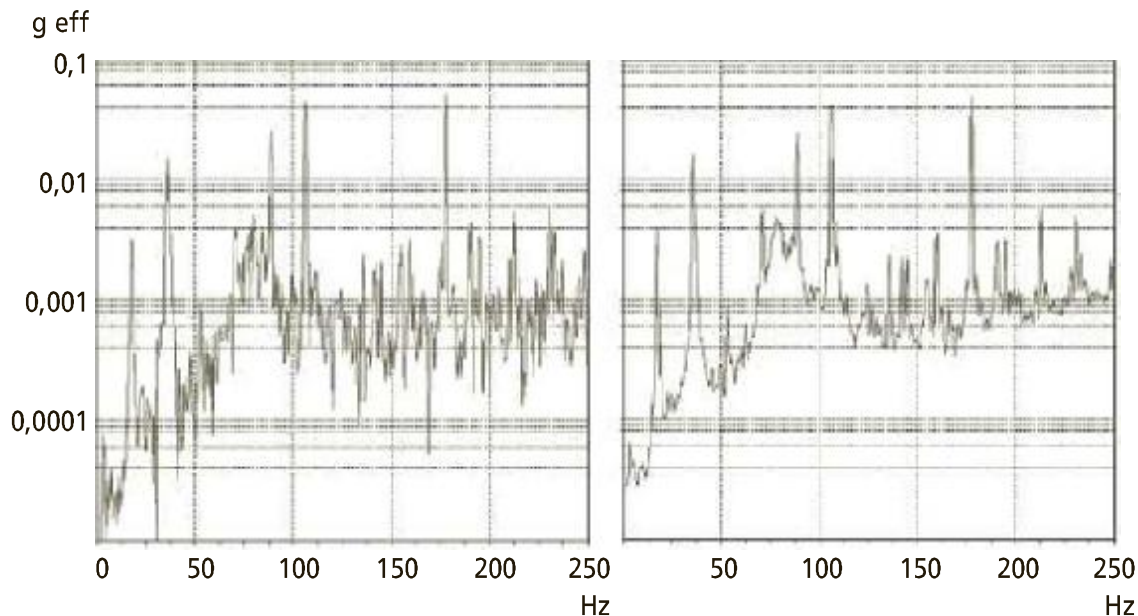


Figure 2.13 a – Spectre instantané

Figure 2.13 b – Spectre issu
du moyennage de 100 spectres

■ Le recouvrement

Les figures 2.14 illustrent les modifications apportées par la fenêtre de Hanning dans le domaine temporel à un signal représentant la réponse d'un mode de résonance à une excitation impulsionnelle. On peut constater que si le signal « utile » est au centre de la fenêtre, sa forme temporelle et, par voie de conséquence, sa forme spectrale sont très peu affectées par l'effet de fenêtrage (figure 2.14 a). Par contre, si le signal n'est pas centré, sa forme et sa distribution d'amplitude sont considérablement modifiées (figure 2.14 b).

Selon la nature des chocs, isolés ou périodiques, ce problème peut être résolu de deux façons :

- S'il s'agit d'une réponse à un choc isolé (cas de l'analyse des réponses impulsionnelles d'un palier machine à l'arrêt par excitation avec un marteau de choc), il conviendra de régler le déclenchement de l'acquisition au milieu de la fenêtre en avançant le déclenchement de l'acquisition d'une demi-largeur de fenêtre ($\Delta t/2$) ou d'utiliser la fenêtre « rectangle » pour effectuer l'analyse.
- S'il s'agit d'une réponse à des chocs périodiques (cas de l'analyse du comportement vibratoire d'une machine en fonctionnement), il convient d'utiliser les possibilités de recouvrement (overlap) offertes par les analyseurs de générations récentes. Le principe du recouvrement est simple.

Au lieu d'acquérir une succession de blocs temporels de N points et de calculer la transformée de Fourier de chaque bloc acquis et d'en calculer le spectre moyenné, il est possible de constituer un bloc de N points à partir du bloc précédent en le « rafraîchissant » par l'acquisition de N/p nouveaux échantillons et par la suppression des N/p premiers. Le taux de recouvrement TR s'exprime en % du nombre d'échantillons conservés.

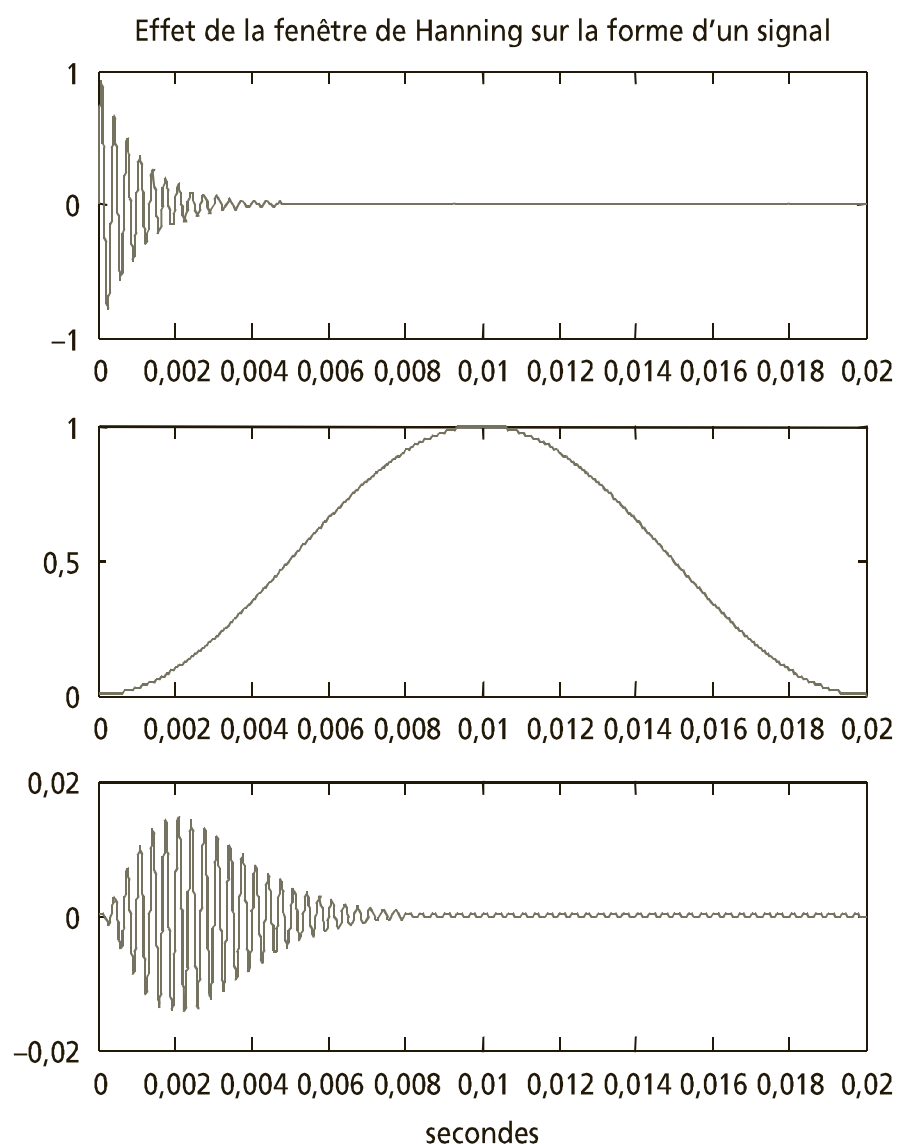


Figure 2.14 a – Effet de la fenêtre de Hanning sur une impulsion isolée

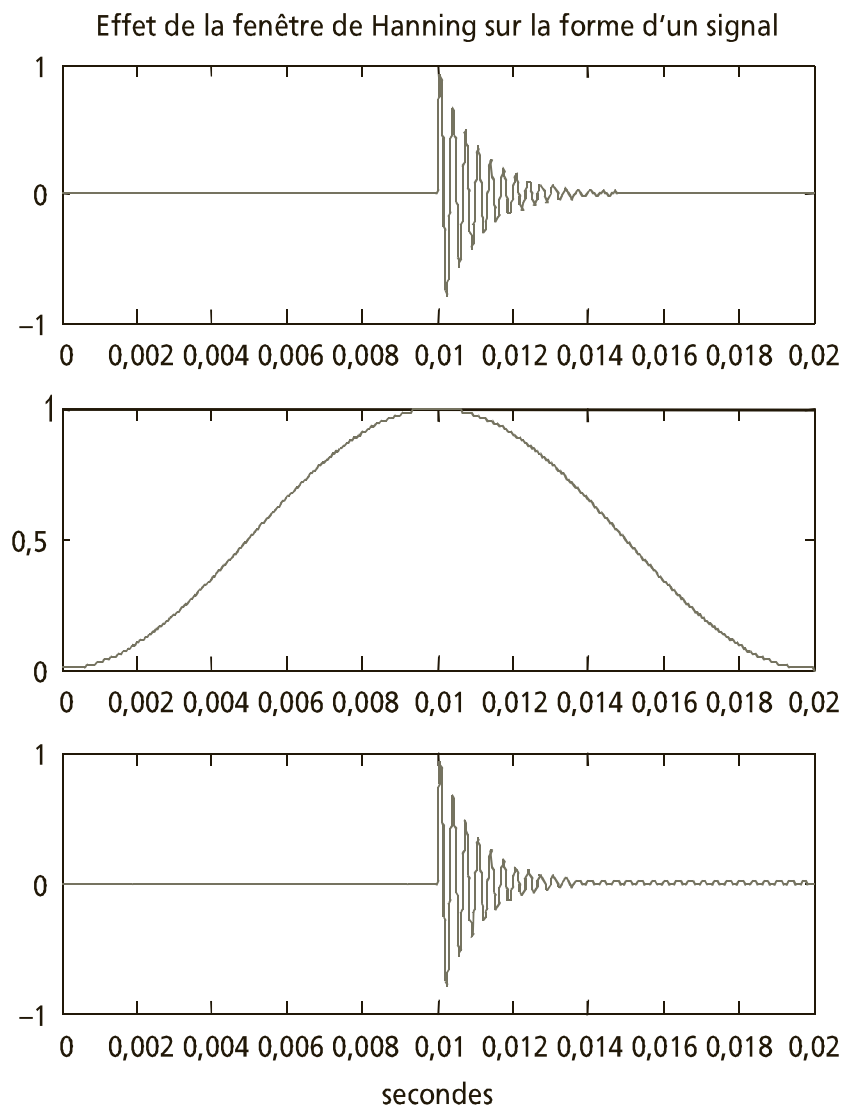


Figure 2.14 b – Effet de la fenêtre de Hanning sur une impulsion isolée centrée au milieu de la fenêtre

Un taux de recouvrement de 25 % conserve le quart des échantillons et un taux de 75 % les trois-quarts.

La figure 2.15 montre comment le recouvrement minimise les erreurs induites par l'utilisation d'une fenêtre de pondération.

En conclusion, le nombre de spectres à moyenner dépend à la fois de la résolution Δf d'analyse qui fixe la largeur de la fenêtre temporelle Δt ($1/\Delta f$), du taux de recouvrement choisi et du critère de représentativité « mécanique » et « statistique » du signal à analyser.

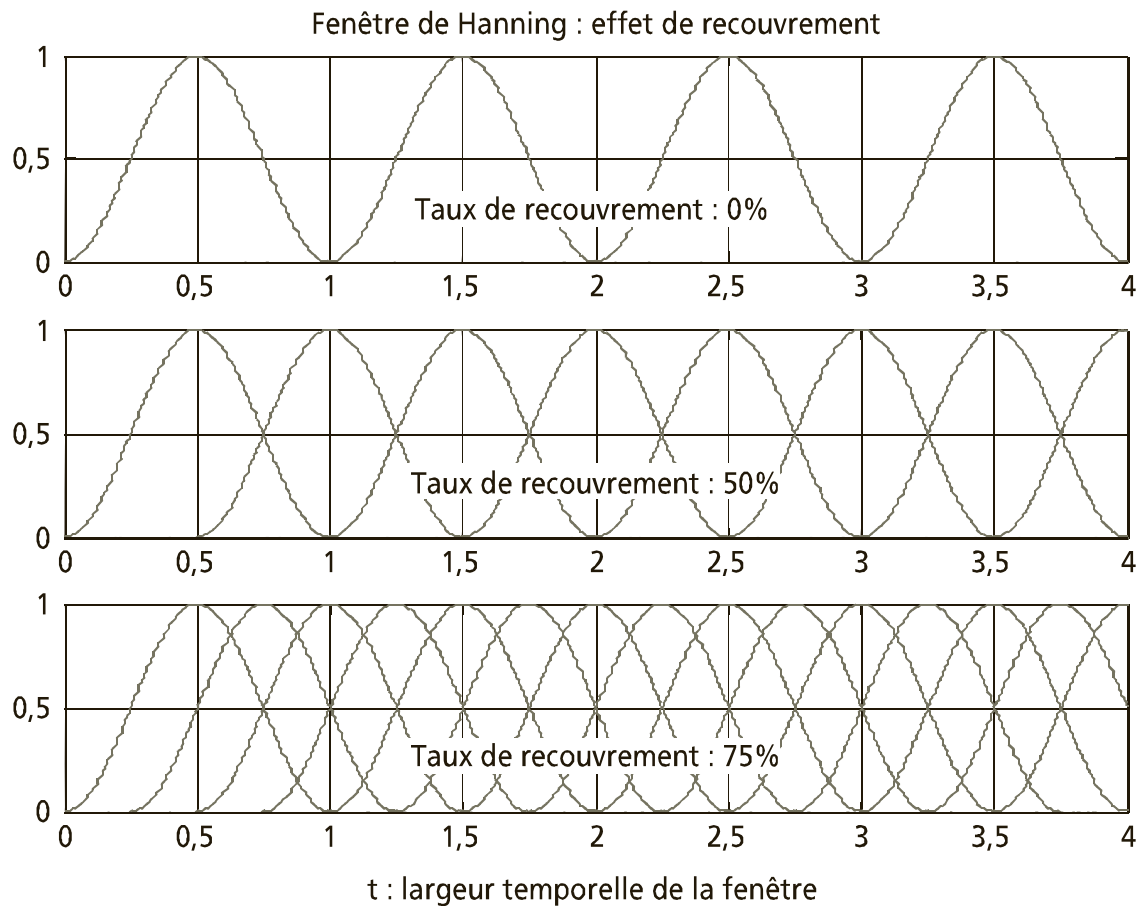


Figure 2.15 – Recouvrement. Δt : largeur temporelle de la fenêtre

Si F_0 est la fréquence de rotation de la ligne d'arbres considérée ou la fréquence de répétition du phénomène à analyser, le nombre n de spectres instantanés à moyenner doit vérifier les inégalités suivantes :

$$n \geq 20$$

$$\Delta t \left[1 + (n-1) \frac{100 - TR}{100} \right] \geq \frac{k}{F_0}$$

soit :

$$n \geq \frac{k/F_0 - 1/\Delta f}{100 - TR} 100 \Delta f + 1$$

Avec :

k : nombre de tours

F_0 : fréquence de rotation

TR : taux de recouvrement

Exemple

Soit l'analyse spectrale des vibrations d'une pompe tournant à 3 000 tours/minute (fréquence de rotation : 50 Hz), effectuée sur 50 tours avec un taux de recouvrement TR = 75 %.

Pour une résolution d'analyse Δf de 2,5 Hz permettant le calcul d'un spectre [0-1,000 Hz ; 400 lignes], le respect des conditions ci-dessus nécessite de moyenner au moins 20 spectres instantanés.

Pour une résolution d'analyse Δf de 25 Hz, le calcul d'un spectre [0-20 000 Hz ; 800 lignes] nécessite de moyenner au moins 196 spectres instantanés.

Le respect des conditions de représentativité « mécanique » d'un spectre peut, pour certaines configurations d'analyse, demander un calcul de nombre de spectres très important pouvant conduire à réduire sensiblement le nombre de rotations à observer.

Le respect de cette condition n'est possible qu'avec les dernières générations de collecteurs pour lesquels le temps de calcul d'un spectre représente quelques fractions de ms, alors que pour la génération des produits de la décennie 82-92, le temps de calcul d'un spectre instantané 400 lignes était compris entre 0,4 et 2 secondes.

2.3.5 Différentes étapes du traitement du signal

La figure 2.16 présente schématiquement les différentes étapes de traitement du signal et les modifications associées de la forme du signal.

2.4 Temps d'acquisition du signal et résolution spectrale

Le temps d'acquisition Δt d'un bloc de N points est inversement proportionnel à la largeur B de la plage de fréquences dans laquelle on veut calculer le spectre :

$$\Delta t = \frac{N}{f_e} = \frac{N}{2,56 B} = \frac{NLS}{B} = \frac{1}{\Delta f}$$

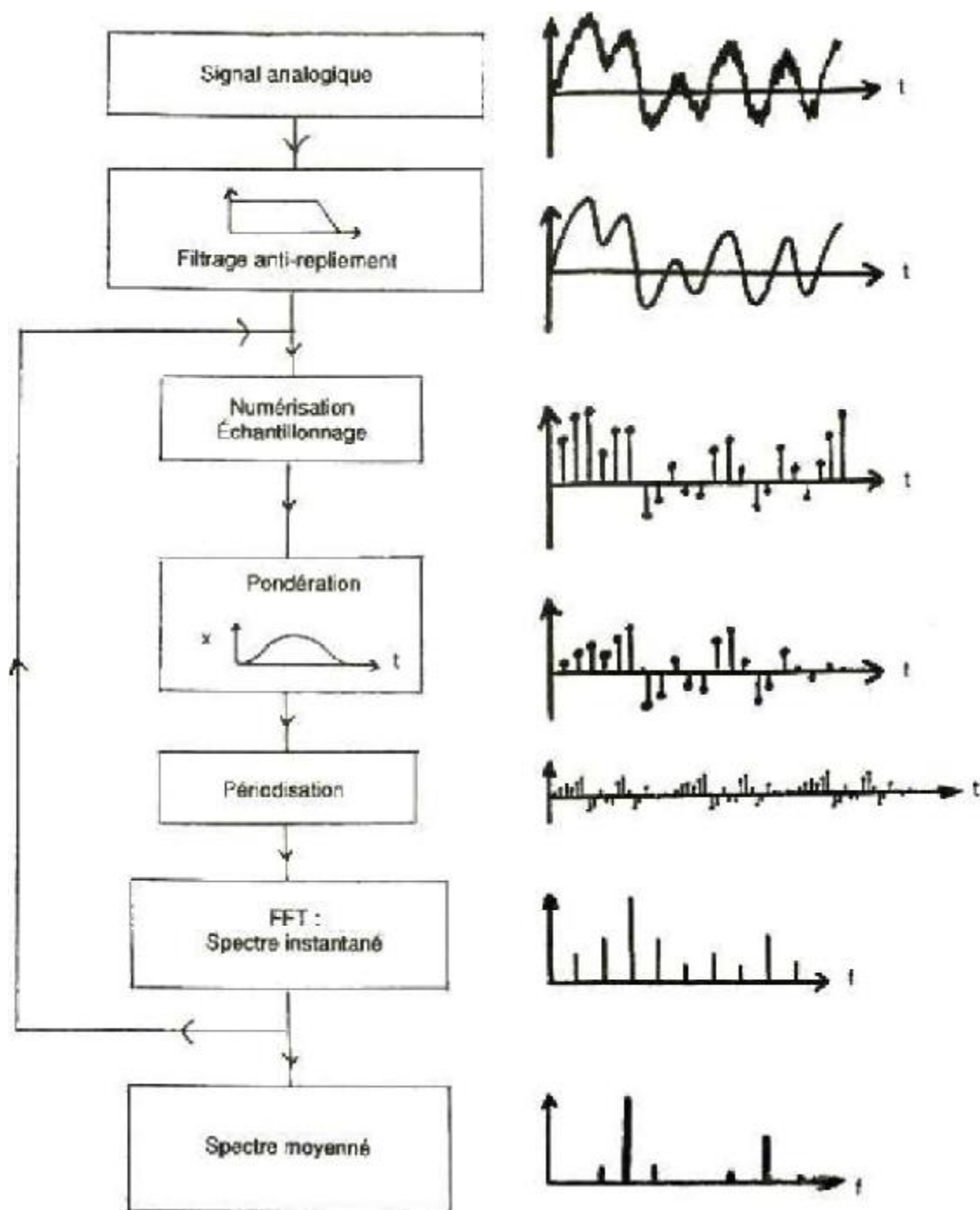


Figure 2.16 – Les différentes étapes de traitement du signal

Le temps d'acquisition Δt d'un bloc de données et la résolution Δf sont liés par la relation :

$$\Delta t \Delta f = 1$$

Exemple

Pour calculer un spectre 400 lignes dans la gamme [0-20 000 Hz] le temps d'acquisition Δt d'un bloc de 1 024 points sera de 20 ms.

$$\Delta t = \frac{\text{Nombre de lignes spectrales (NLS)}}{\text{Gamme d'analyse}} = \frac{400}{20\,000} = 0,02 \text{ s}$$

$$\Delta f = \frac{\text{Gamme d'analyse}}{\text{Nombre de lignes spectrales (NLS)}} = \frac{20\,000}{400} = 50 \text{ Hz}$$

Le tableau 2.1 donne les valeurs de Δt et Δf pour différentes gammes d'analyse :

Tableau 2.1

Gamme d'analyse	0-10 k Hz	0-1 000 Hz	0-100 Hz	0-50 Hz	0-10 Hz
Δt	40 ms	400 ms	4 secondes	8 secondes	40 secondes
Δf	25 Hz	2,5 Hz	0,25 Hz	0,125 Hz	0,025 Hz

Le temps d'acquisition nécessaire au calcul d'un spectre moyenné à partir de huit spectres dans la plage (0-100 Hz) sera donc de 32 secondes.

Dans l'industrie, la plage de vitesses de rotation des machines rencontrées s'étend de quelques t/mn (four tournant, broyeur à boulets...) à plusieurs dizaines de milliers de t/mn (compresseur à vis non lubrifiées, électrobroche...). Or, comme nous l'avons déjà dit à propos de la représentativité d'un spectre (§ 2.3.4), pour qu'un signal vibratoire soit représentatif du fonctionnement et de l'état d'une machine et pour que la mesure de ses grandeurs caractéristiques soit reproductible, la durée d'analyse T doit représenter un cinquantaine de tours d'arbre et au moins cinq périodes du phénomène que l'on cherche à identifier si la fréquence fondamentale de ce dernier est inférieure à la fréquence de rotation de la ligne d'arbres considérées (fréquence de passage des pôles, fréquence de coïncidence de denture, fréquence de cage de roulement).

Pour une pompe centrifuge dont la vitesse de rotation est de 2 990 tr/mn, 50 rotations représentent un temps d'observation d'une seconde environ, alors que pour surveiller les premières composantes harmoniques de la fréquence de rotation de l'arbre petite vitesse d'un réducteur tournant à 100 tours/minute, soit 1,66 Hz, le temps d'acquisition nécessaire au calcul dans la gamme [0-10 Hz] d'un spectre moyenné, issu de cinq spectres sera de 200 secondes **soit plus de trois minutes**.

On comprend donc pourquoi il faut un temps d'acquisition, c'est-à-dire un temps de prise de mesures parfois très long, notamment pour analyser les vibrations induites par des machines tournant très lentement.

2.5 Pouvoir de séparation

Théoriquement, deux raies espacées de deux fois la résolution Δf devraient parfaitement être identifiables. Pour cela, il faudrait que les fréquences de ces deux raies soient des multiples de la résolution Δf et que la fenêtre utilisée ne déforme pas le signal à ses extrémités. Le fait d'analyser le signal sur une durée finie Δt et d'utiliser une fenêtre de pondération induit du bruit qui se manifeste par de nombreuses lignes spectrales parasites qui réduisent le pouvoir de résolution de l'analyseur, surtout si les amplitudes des deux composantes à dissocier sont très différentes les unes des autres.

Nous avons vu qu'en conséquence de l'effet de périodisation, la forme de la transformée de Fourier (TFD) d'un signal sinusoïdal dépend de la fenêtre d'analyse utilisée et du rapport de la fréquence de ce dernier avec le pas d'échantillonnage du spectre. Nous avons vu aussi que si ce rapport n'était pas un nombre entier, l'analyse pouvait être faussée. La séparation de composantes de fréquences voisines nécessite de choisir une résolution d'analyse Δf telle qu'aucune des composantes à séparer ne se trouve « noyée » dans le bruit d'analyse des autres composantes. La résolution d'analyse Δf à choisir dépend fortement du rapport d'amplitude entre les composantes à séparer.

Avec la fenêtre de **Hanning** qui est la plus fréquemment utilisée dans le cadre de la surveillance et du diagnostic de machines tournantes, deux raies d'amplitudes très différentes ne sont dissociées que si la résolution d'analyse Δf est au moins égale à 1/10 de leur écart fréquentiel (figure 2.17 b). Par contre, si leurs amplitudes sont voisines, une résolution Δf égale à $\Delta/4$ sera généralement suffisante (figure 2.17 a).

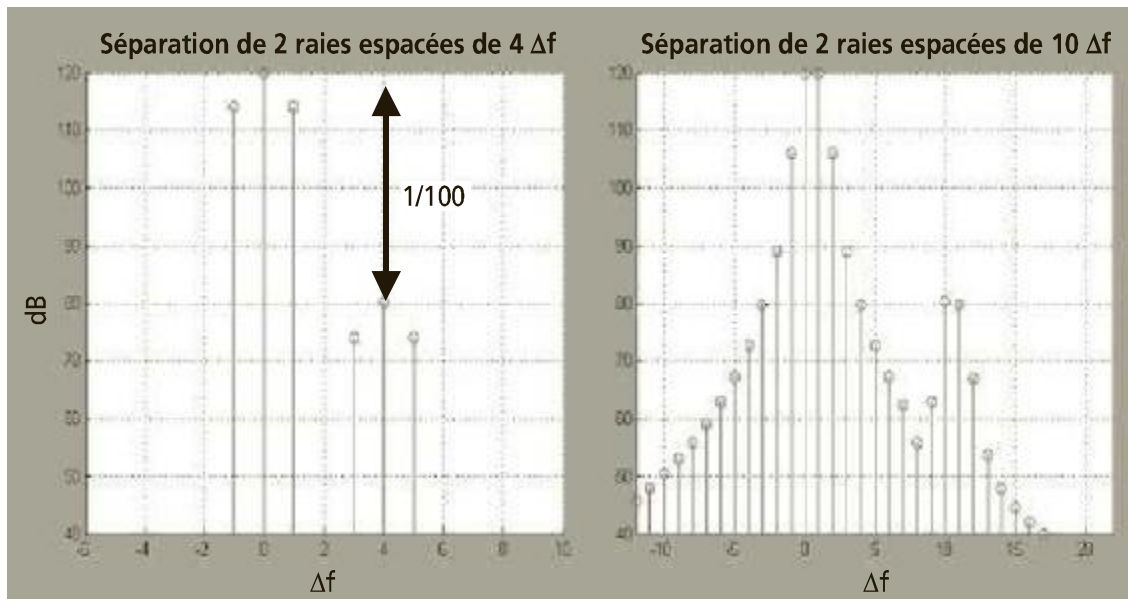


Figure 2.17 a – Les fréquences des deux composantes à séparer espacées de Δ sont multiples de la résolution Δf .
Il suffit de choisir $\Delta f = \Delta/4$

Figure 2.17 b – Les fréquences des deux composantes à séparer ne sont pas multiples de la résolution Δf .
Il faut choisir $\Delta f = \Delta/10$.

Exemple

Quelle résolution choisir pour séparer la fréquence de rotation d'un moteur 1 493,4 tr/mn (24,89 Hz) de celle du ventilateur entraîné par des poulies de diamètres identiques avec un glissement de courroies de 2 % ?

L'écart fréquentiel Δ entre les fréquences des deux composantes à séparer est de 0,5 Hz, ce qui nécessite de choisir une résolution fréquentielle Δf voisine de 0,05 Hz ($\Delta f \approx \Delta/10$).

Pour la gamme d'analyse [0-100 Hz], on aura

$$\text{NLS} = 100/\Delta f \approx 2\,000.$$

On choisira de préférence

$$\text{NLS} = 3\,200 \text{ plutôt que } 1\,600 \text{ lignes.}$$

La largeur Δt de la fenêtre temporelle est de 32 secondes (3 200/100).

Le temps d'acquisition nécessaire pour l'obtention d'un spectre moyenné à partir de dix spectres instantanés acquis avec un taux de recouvrement de 75 % sera de 104 secondes (32(1 + 9 × 25 %)).

2.6 Le zoom

Les produits de génération récente offrent un choix de gammes de lignes spectrales étendu mais le nombre reste souvent insuffisant pour pouvoir dissocier deux raies dont les fréquences sont élevées et voisines qui peuvent être induites par deux phénomènes différents (modulation d'une composante d'encoches rotoriques par la fréquence de passage des pôles ou de la fréquence d'engrènement d'un multiplicateur par la fréquence de coïncidence de denture).

Soit NLS le nombre de lignes « standard » de l'analyseur, et B la largeur de la bande d'analyse ($[0-f_{\max}]$) : la résolution d'analyse Δf est égale à B/NLS . Cette résolution peut être insuffisante pour séparer deux composantes de fréquences voisines. L'obtention d'une meilleure résolution nécessite :

- soit de calculer le spectre sur un plus grand nombre de lignes mais cette opération est souvent restreinte avec les produits courants du marché qui se limitent le plus souvent à 6 200 ou 12 800 lignes.
- soit de réduire la bande d'analyse d'un facteur p appelé facteur de « zoom » et de la centrer autour d'une fréquence choisie (figures 2.18 et 2.19). La largeur de la fenêtre temporelle est, comme pour le cas précédent, multipliée par p mais le calcul de la transformée de Fourier s'effectue sur N points au lieu de pN obtenus par décimation en prenant un échantillon sur p.

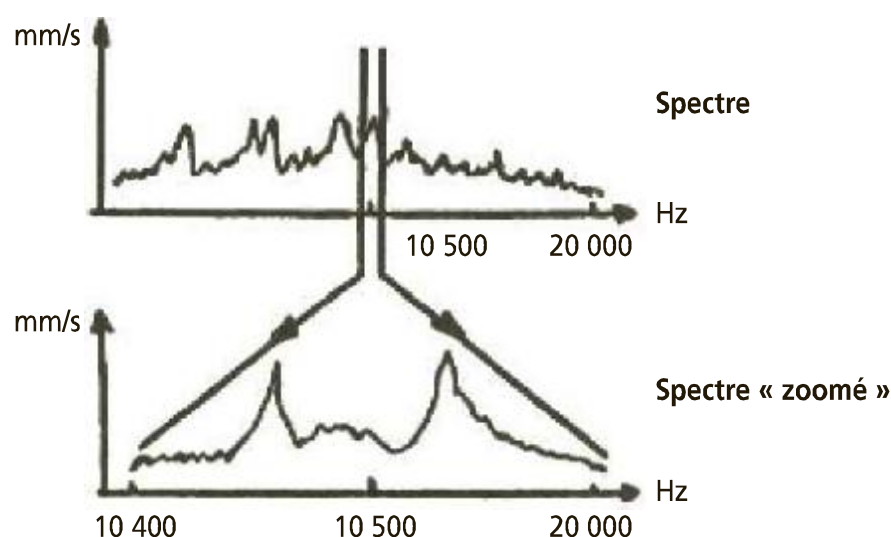


Figure 2.18 – Principe du zoom

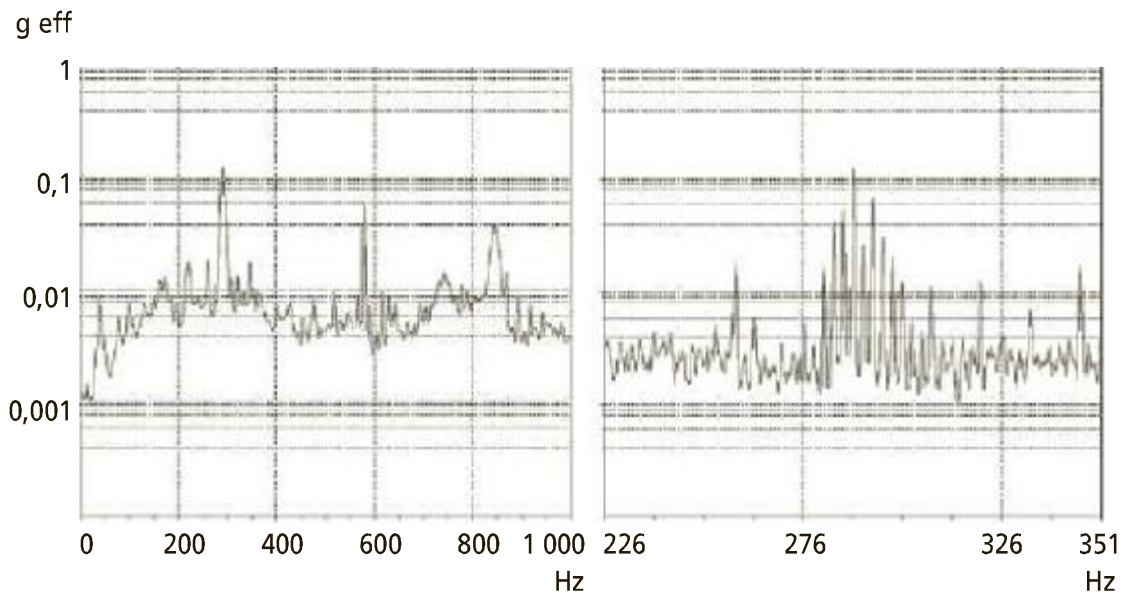


Figure 2.19 a – Spectre [0-1 000 Hz ;
Nb de lignes spectrales : 400]
représentant le spectre vibratoire
d'un palier PV d'un réducteur.
La raie prédominante correspond
à la fréquence d'engrènement
du train PV/GV.

Figure 2.19 b – Le spectre zoomé autour
de la composante d'engrènement.
[Fréquence centrale : 289 Hz ;
Bande d'analyse 125 Hz ;
Nb de lignes spectrales : 400]
révèle la présence de nombreuses
composantes (bandes latérales de
modulation) dont l'espacement
correspond à la fréquence
de rotation de l'arbre PV.

La **première de ces deux techniques** présente l'avantage d'améliorer la résolution d'un spectre sans restreindre la plage d'analyse, mais les augmentations du temps de calcul et de la place en mémoire limitent, à l'heure actuelle, le facteur multiplicateur à des valeurs faibles : 2, 4, 8 ou 16 selon les produits.

La **deuxième** nécessite un temps de calcul identique à celui d'un spectre de base et rend possible des facteurs de zoom élevés (64, 128, ..., 1024, ...), souvent nécessaires pour séparer des bandes latérales de modulation associées à des fréquences de porteuses élevées (fréquence d'encoches, fréquence d'engrènement dans le cas d'un multiplicateur, fréquence de passage des aubes d'une turbine à vapeur...). La réduction d'un facteur p de la largeur de la bande d'analyse du signal est rarement un handicap au regard des avantages apportés par cette technique.

Exemple

Mise en évidence d'une famille de bandes latérales, espacées de deux fois la fréquence du courant rotorique induit, autour d'une composante dont la fréquence correspond à la fréquence de passage des encoches d'un moteur asynchrone à une paire de pôles et dont la cage est constituée de 50 barres. La fréquence de rotation du moteur est de 2 985 tr/min (49,75 Hz) et la fréquence du courant d'alimentation 50 Hz. D'où :

La fréquence de passage des encoches est égale à 2 487,5 Hz et la fréquence de passage des pôles à 0,5 Hz.

La mise en évidence de cette composante nécessite d'analyser le signal dans la bande [0-5 000 Hz]. La résolution Δf pour un analyseur de 400 lignes est de 12,5 Hz.

La séparation de deux composantes consécutives nécessite une résolution Δf inférieure ou égale à 0,05 Hz.

Le facteur de zoom p devra au moins être égal à : $p = 12,5/0,05$ soit 250

On choisira $p = 256$; ce qui correspond à la puissance de 2 par excès la plus proche.

La largeur de la fenêtre temporelle sera alors de 20,4 secondes.

Le temps d'acquisition nécessaire pour l'obtention d'un spectre moyenné à partir de dix spectres instantanés acquis avec un taux de recouvrement de 75 % sera de 66,56 secondes ($20,4(1 + 9 \times 25 \%)$).

2.7 Représentation graphique d'un spectre

La lisibilité d'un spectre dépend du choix des échelles de sa représentation graphique.

- Une représentation des ordonnées avec une échelle linéaire ne met en évidence que les raies d'amplitude prépondérante et « noie » dans le bruit de fond toutes les raies de faible amplitude, qui véhiculent pourtant souvent des informations importantes.
- Une représentation des ordonnées avec une échelle logarithmique graduée, en unités physiques ou en décibels, montre des composantes de rapport d'amplitude très élevé et met ainsi en évidence des familles d'harmoniques (multiples d'une fréquence donnée) ou de bandes latérales de modulation riches en enseignements pour le diagnostic.

Les correspondances entre décibels et unité physique sont données par la relation suivante :

$$L \text{ (en dB)} = 10 \log (A/A_0)^2 = 20 \log A/A_0$$

$$A = A_0 10^{L/20}$$

avec :

- L : l'amplitude en dB de la composante.
- A : sa valeur exprimée en unité physique.
- A_0 est une valeur de référence dans la même unité, qui peut être fixée conventionnellement par des normes.

La grandeur A/A_0 est donc sans dimension. Le tableau 2.2 donne quelques points de repère.

Tableau 2.2.

A/A_0	1	2	3,16	4	5,01	7,02	10	100
$L \text{ (en dB)} = 20 \log A/A_0$	0	6	10	12	14	17	20	40

La figure 2.20 illustre bien la différence entre les deux modes de représentation graphique de l'amplitude (représentation linéaire et représentation en échelle logarithmique), ainsi que les différences d'interprétation qui peuvent en découler. On notera bien, sur la figure, que l'affichage de l'amplitude avec une échelle logarithmique, ici en décibels (figure du haut), permet une bien meilleure représentation du peigne de raies que l'affichage avec une échelle linéaire (figure du bas). On pourra notamment y voir que la composante d'ordre 2 de la fréquence de rotation est nettement prépondérante et traduit l'existence d'un désalignement entre le multiplicateur et le compresseur. Le « peigne » de raies très marqué, de pas 25 Hz, traduit, de plus, l'existence de chocs à la fréquence de rotation qui conduit à diagnostiquer une nette usure de l'accouplement ou un jeu de palier conséquent.

En revanche, l'axe des abscisses (axe des fréquences) est le plus souvent gradué linéairement lorsque la résolution est de type $\Delta f = \text{constante}$. L'adoption plus rare d'une échelle des fréquences logarithmique servira parfois à privilégier la lisibilité des composantes « basses fréquences » correspondant notamment aux premiers ordres de la fréquence de rotation. Des graduations particulières sont aussi utilisées pour tracer des spectres lorsque la résolution est de type $\Delta f/f \text{ constante}$. Ce type de spectres (spectres PBC) est très souvent utilisé dans le cadre de la surveillance périodique des machines (*cf.* chapitre 4).

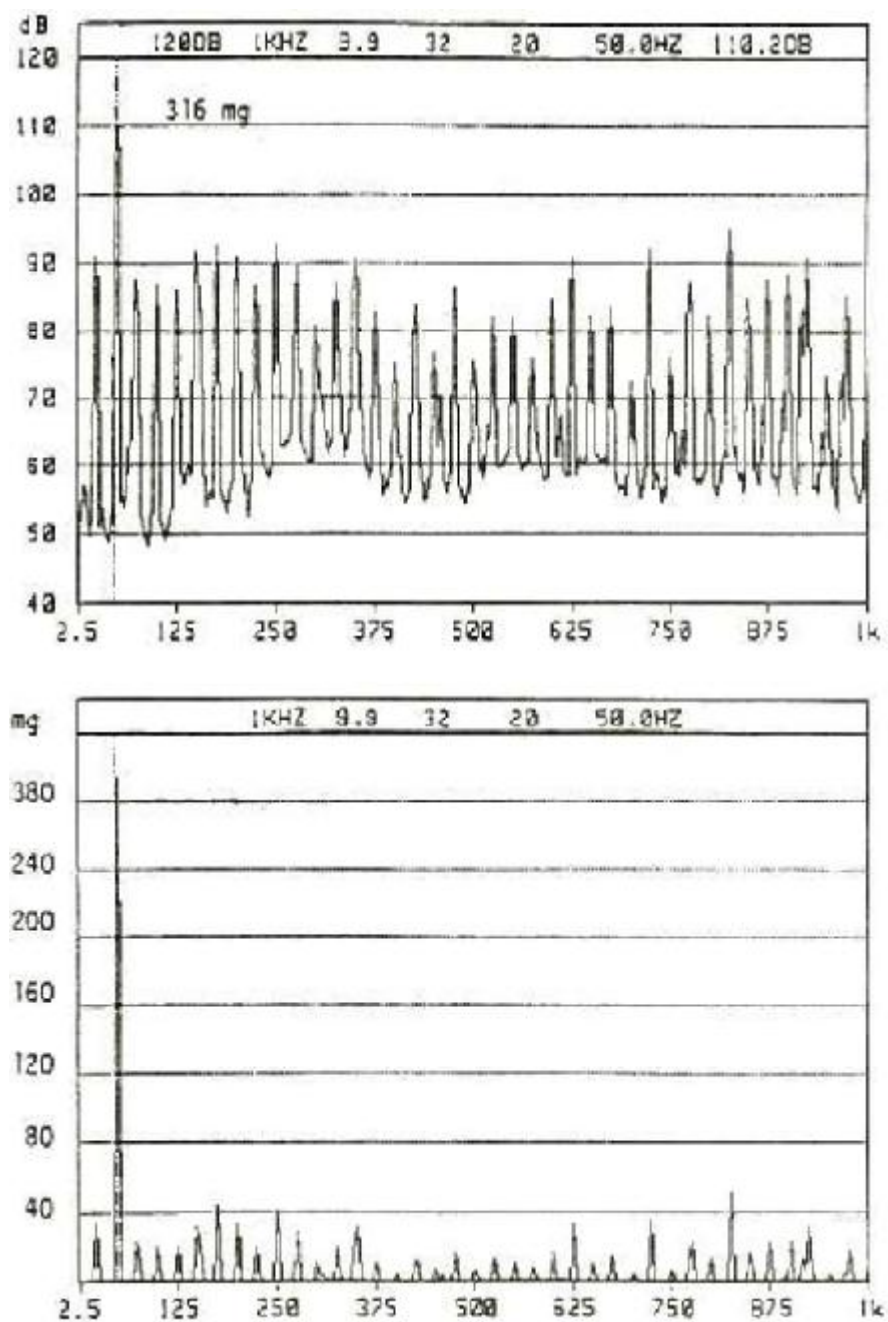


Figure 2.20 – Représentation d'un spectre en échelle logarithmique (ici en décibels) et en échelle linéaire (mg) de l'amplitude

2.8 Typologie spectrale de quelques signaux

■ Spectre d'un signal sinusoïdal *tel un défaut de balourd pur* (figure 2.21)

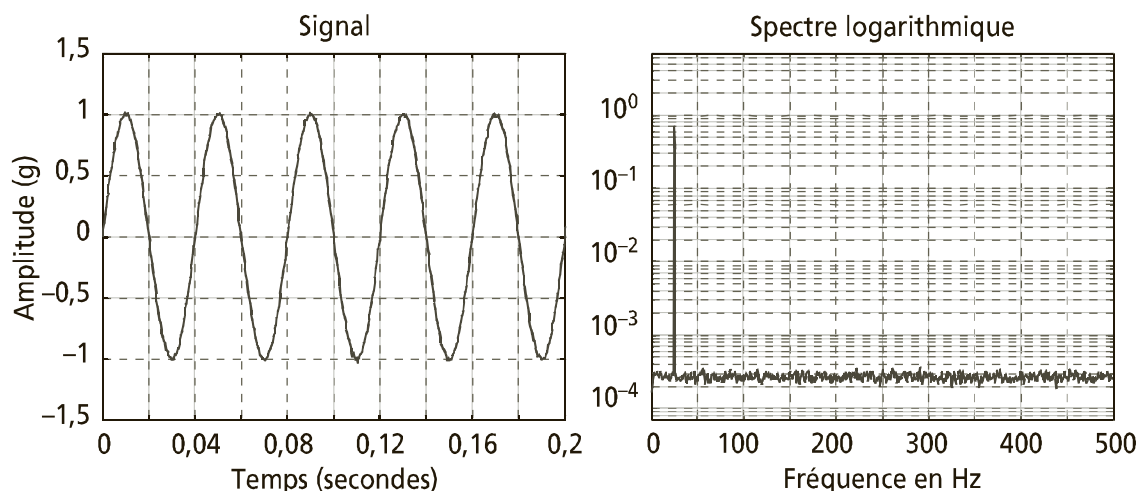


Figure 2.21 – Un tel signal est généré par exemple par un balourd.
Son spectre est constitué d'une seule raie.

■ Spectre d'un signal sinusoïdal tronqué *consécutif à un jeu de palier* (figure 2.22)

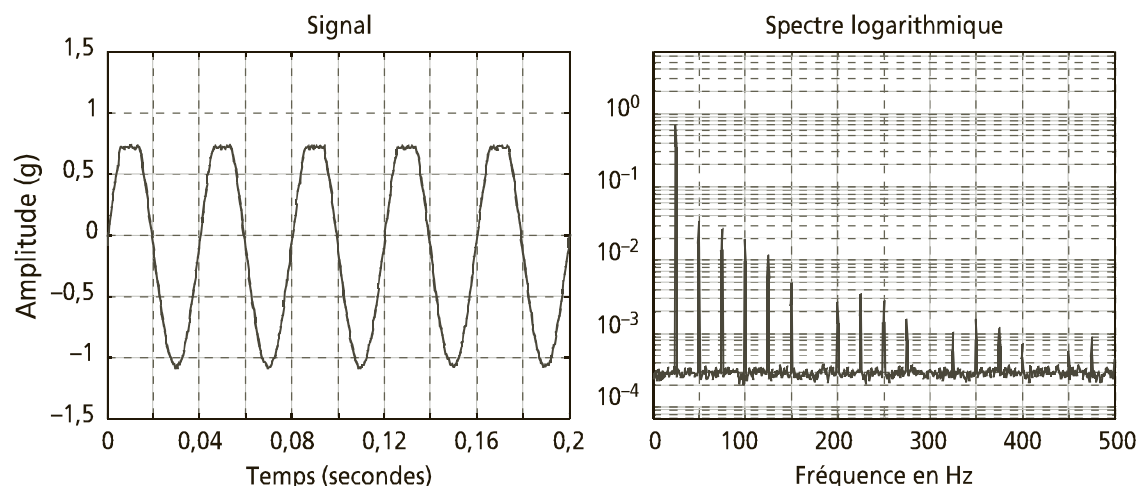
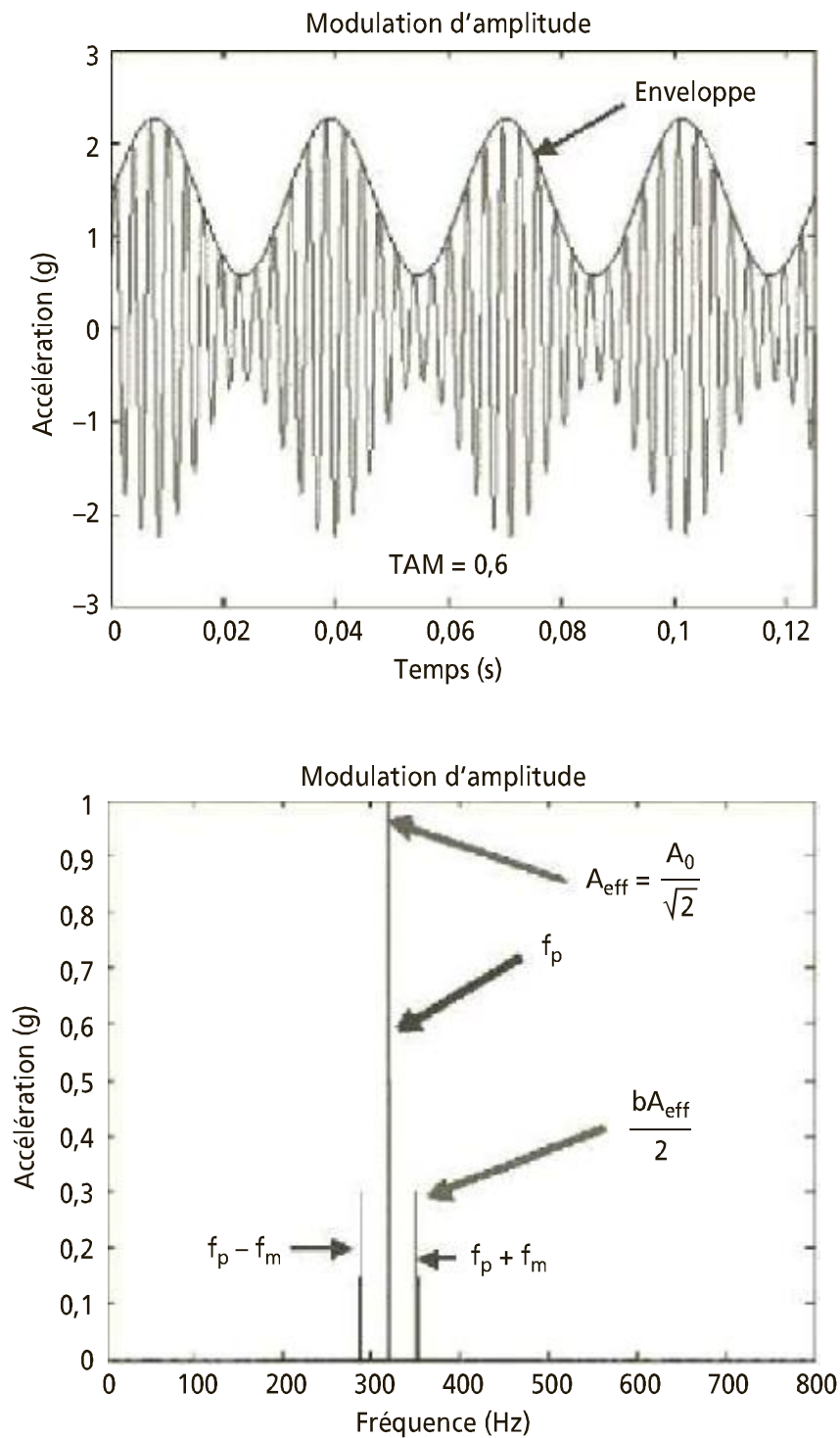


Figure 2.22 – Un tel signal modélise, par exemple, un balourd associé à un jeu de palier.
Son spectre est constitué d'un peigne de raies d'amplitude décroissante.
L'amplitude de la composante fondamentale est largement prépondérante
devant celles des composantes d'ordre supérieur.

■ Spectre d'un signal sinusoïdal modulé en amplitude *tel un défaut de pignon excentré* (figure 2.23)



Expression mathématique :

$$s(t) = A_0[1 + b \sin(2\pi f_m t)] \sin(2\pi f_p t)$$

f_m : fréquence de modulation

b : taux de modulation d'amplitude ($0 \leq b \leq 1$)

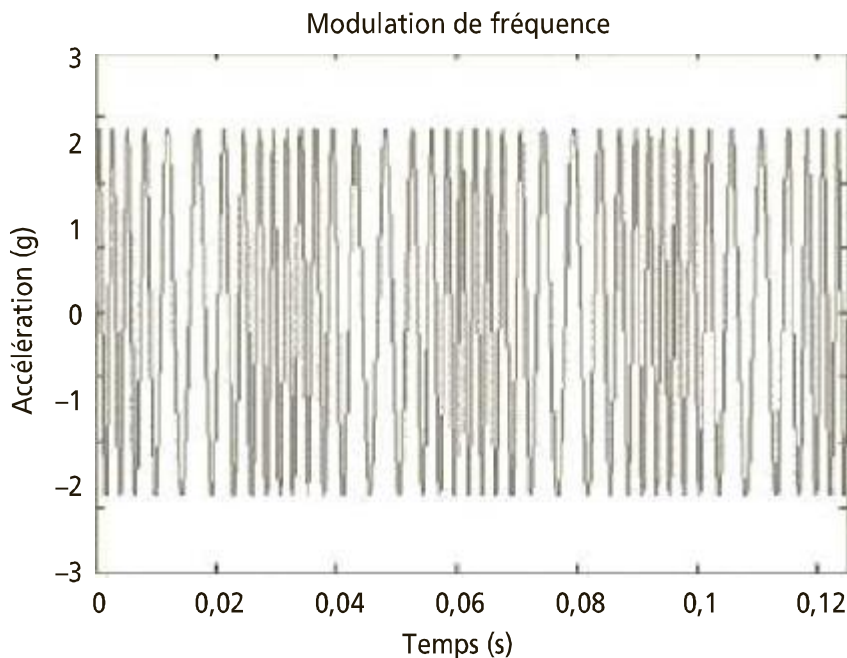
f_p : fréquence de la composante sinusoïdale dont l'amplitude est modulée

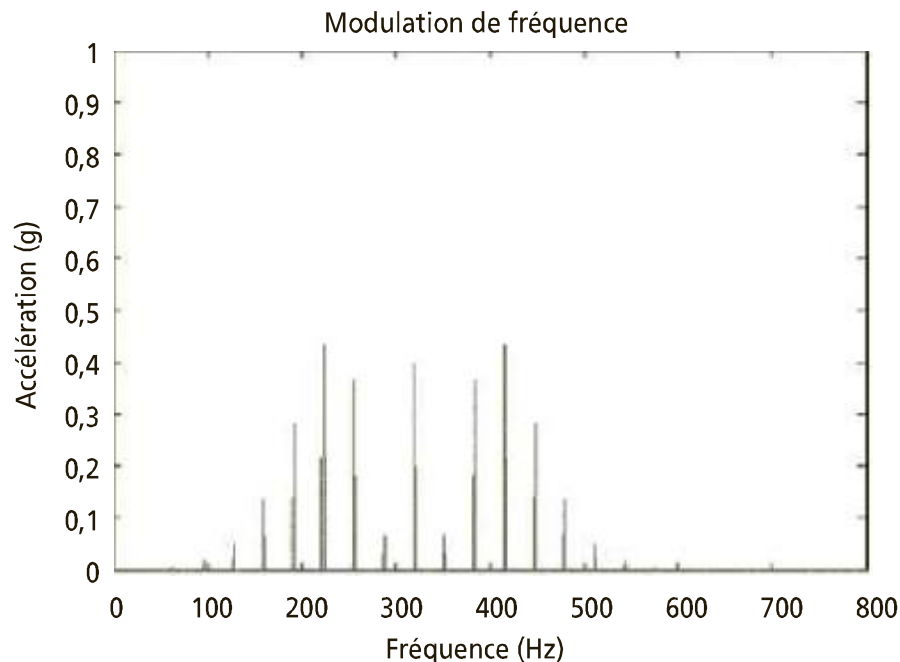
Signal sinusoïdal de fréquence f_p dont l'amplitude est modulée par une fonction de modulation elle aussi sinusoïdale de fréquence f_m . L'amplitude spectrale de la composante de fréquence f_p est égale à $A_0/\sqrt{2}$ et celle des bandes latérales de fréquence $f_p \pm f_m$ est égale à $\frac{b}{2}A_0/\sqrt{2}$

Amplitude efficace :
$$A_{\text{eff}}[s(t)] \approx A_{\text{eff}} \sqrt{1 + \frac{b^2}{2}}$$

Il y a égalité si la fréquence de la porteuse f_p est un multiple de la fréquence de modulation f_m (cas d'un engrenement par exemple).

■ **Spectre d'un signal sinusoïdal modulé en fréquence *tel un défaut de barre cassée sur un moteur* (figure 2.24)**





Expression mathématique :

$$s(t) = A_0 \sin[2\pi f_p t + 2\pi\beta f_m \cos(2\pi f_m t)]$$

β : indice de modulation

Signal sinusoïdal de fréquence f_p dont la fréquence est modulée par une fonction de modulation elle aussi sinusoïdale de fréquence f_m . L'amplitude spectrale de la composante de fréquence f_p est égale à $J_0(\beta)A_0$ (J_0 : fonction de Bessel d'ordre 0).

■ Spectre de la réponse d'une résonance à une excitation par chocs périodiques (figure 2.25)

Expression mathématique :

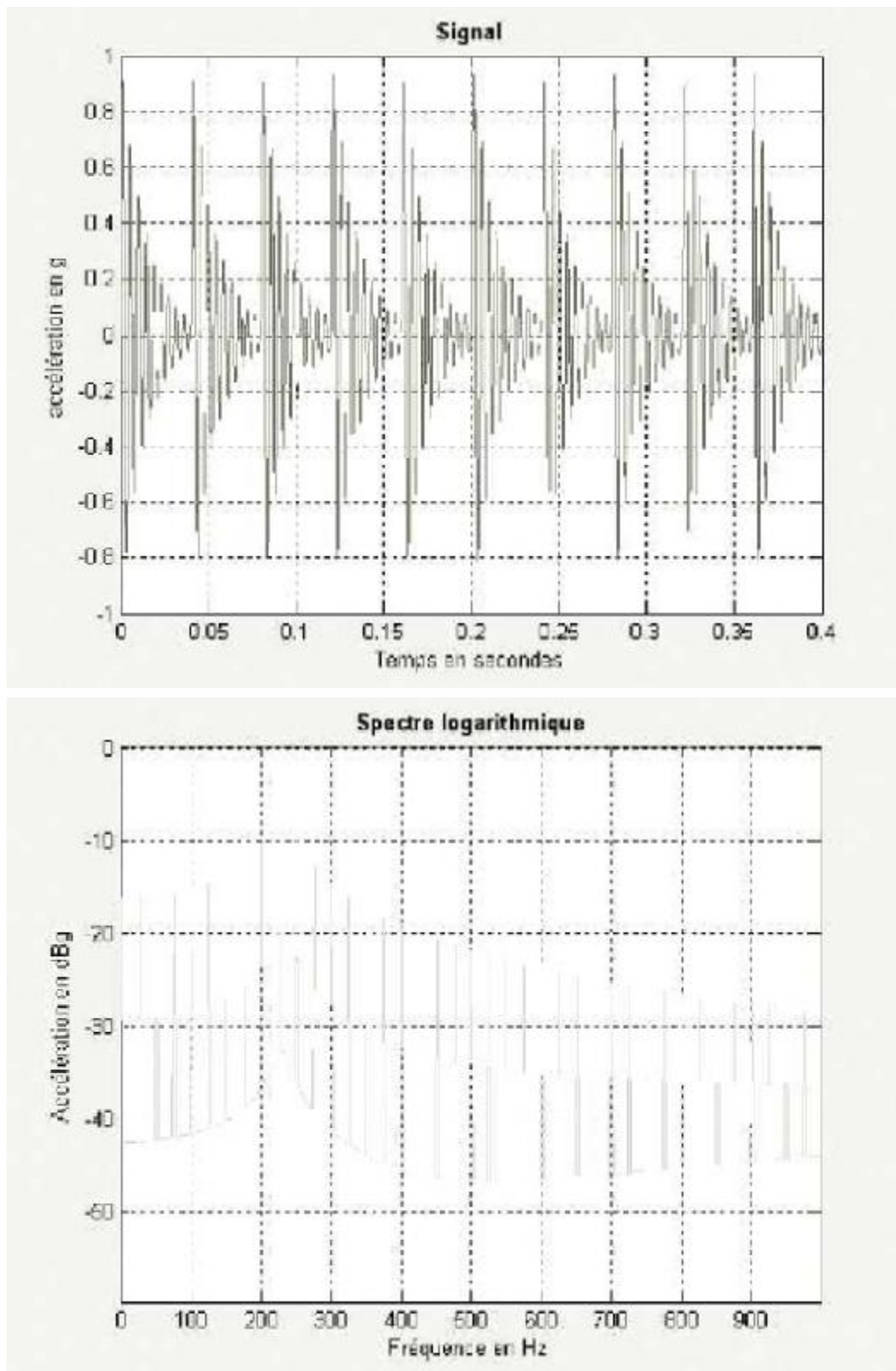
$$s(t) = Ae^{-t/\tau} \sin 2\pi f_L t * \sum_{k=0}^{\infty} \delta(t - kT_d)$$

τ : temps de relaxation

f_L : fréquence d'oscillations

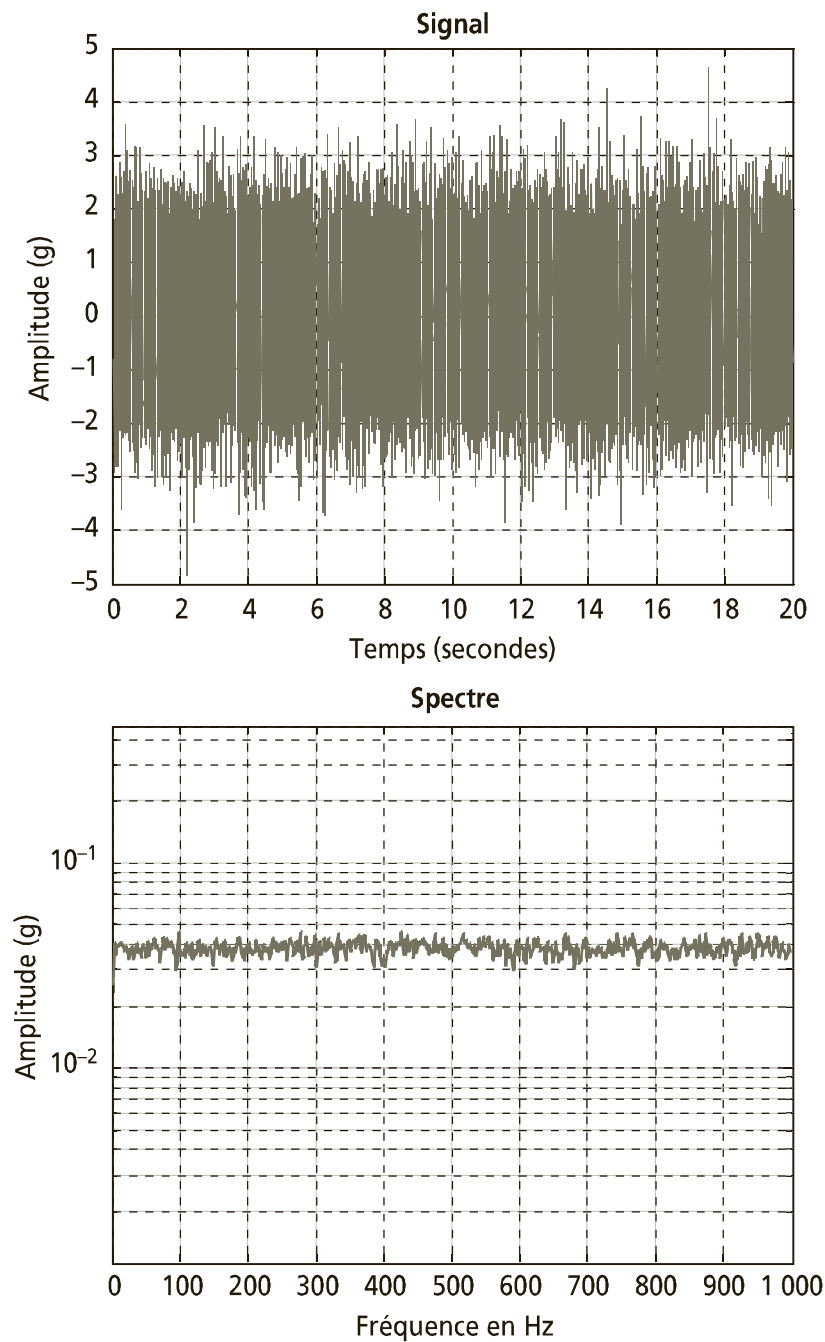
T_d : Période de répétition des chocs

Le spectre d'un tel signal est constitué d'un peigne de raies dont la fréquence de raies prépondérante est voisine de la fréquence propre du mode excité.



■ **Spectre d'un signal aléatoire à distribution gaussienne
comme une insuffisance de graissage (figure 2.26)**

Un tel signal représente la force d'excitation induite par exemple par des écoulements turbulents, de la cavitation ou le roulage des galets d'un roulement. Le spectre associé à un tel signal est un spectre continu.



3 • LA CHAÎNE DE MESURE

Une chaîne de mesure de vibrations doit remplir les fonctions suivantes :

1. Transformer la vibration mécanique en un signal électrique. C'est le rôle du capteur. La grandeur électrique délivrée peut être :

- une tension comme dans le cas d'un signal issu d'un accéléromètre à électronique incorporée (ICP) ou d'un vélocimètre inductif. La sensibilité du capteur s'exprime alors en mV (millivolts) par unité physique,
- une charge électrique comme dans le cas d'un accéléromètre piézoélectrique dont la sensibilité s'exprime en pico-coulomb par g ou en m/s^2 (mètres par seconde carrée).

2. Conditionner le signal de sortie du capteur pour le rendre exploitable et transportable. C'est le rôle du préamplificateur. Indispensable pour les accéléromètres piézoélectriques, le préamplificateur peut être ou non incorporé au capteur et il permet soit une simple amplification de la tension de sortie du capteur (amplificateur de tension), soit une transformation de la charge électrique en tension avant son amplification (convertisseur charge-tension improprement appelé préamplificateur de charge).

3. Intégrer le signal. Cette opération permet de transformer si nécessaire le signal délivré par un accéléromètre en un signal représentant la vitesse ou le déplacement du mouvement vibratoire (ou encore, pour un vélocimètre, en un signal représentant le déplacement).

4. Limiter la plage de fréquences du signal. C'est le rôle des filtres passe-haut, passe-bas, ou passe-bande, à fréquences de coupure fixes ou réglables par l'utilisateur. Cette opération permet de réduire l'influence des composantes hautes ou basses fréquences du signal jugées indésirables, de concentrer l'analyse du signal dans une plage de fréquences définies ou d'effectuer des mesures selon les spécifications d'une norme.

5. Amplifier de nouveau le signal obtenu. Cette amplification permet d'adapter la gamme dynamique d'entrée du convertisseur pour avoir la meilleure qualité de signal sans le tronquer.

6. Numériser le signal. C'est le rôle du convertisseur analogique/numérique (CAN) qui transforme le signal en données numériques avant de les transmettre :

- à une unité de mesure de grandeurs scalaires (amplitudes crête, crête à crête et efficace, paramètres dits spécifiques au suivi des roulements...),
- à un collecteur de données informatisées ou à un analyseur,
- à une éventuelle unité de conservation du signal temporel pour un traitement différé des signaux (post-traitement).

La figure 3.1 donne un exemple de chaîne fonctionnelle type équipée d'un capteur d'accélération (accéléromètre).

Il est à noter que même si le schéma classique d'une chaîne d'acquisition de mesure a peu changé depuis la fin des années 1990, la technologie de chacun de ses constituants a considérablement évolué.

La fonction « conditionneur », initialement uniquement analogique, s'est réduite au seul conditionnement du signal délivré par le capteur, conditionnement qui est de plus en plus intégré à l'intérieur même du capteur (accéléromètre ICP, IEPE...), à son éventuelle amplification et au filtrage anti-repliement avant échantillonnage.

Les fonctions d'intégration et de filtrage sont le plus souvent réalisées numériquement par des algorithmes de calcul une fois le signal échantillonné.

Il en est de même de l'unité de mesure de grandeurs scalaires dans laquelle les algorithmes de calcul ont remplacé les détecteurs analogiques de valeur efficace et d'amplitude crête et dont les fonctionnalités se trouvent considérablement étendues (durée de mesure compatible avec la cinématique de la ligne d'arbres considérée, mesures simultanées de plusieurs grandeurs à partir d'un même signal et mesure dans différentes plages de fréquences pour des conditions de fonctionnement identiques...).

Une chaîne de mesures tend à devenir, aujourd'hui, un véritable ordinateur portable « industriel » compact et étanche à la poussière et au ruissellement, capable de fonctionner dans des environnements difficiles (chaleur, poussière, humidité...) et spécifiquement orienté vers les fonctions de pilotage d'acquisition, de stockage et de traitement de signaux ainsi que de gestion de données. Dans le cadre d'une surveillance permanente (monitoring), le pilotage séquentiel des différents capteurs se fait à l'aide d'un multiplexeur programmé pour « interroger » chaque capteur selon un ordre et un temps donné.

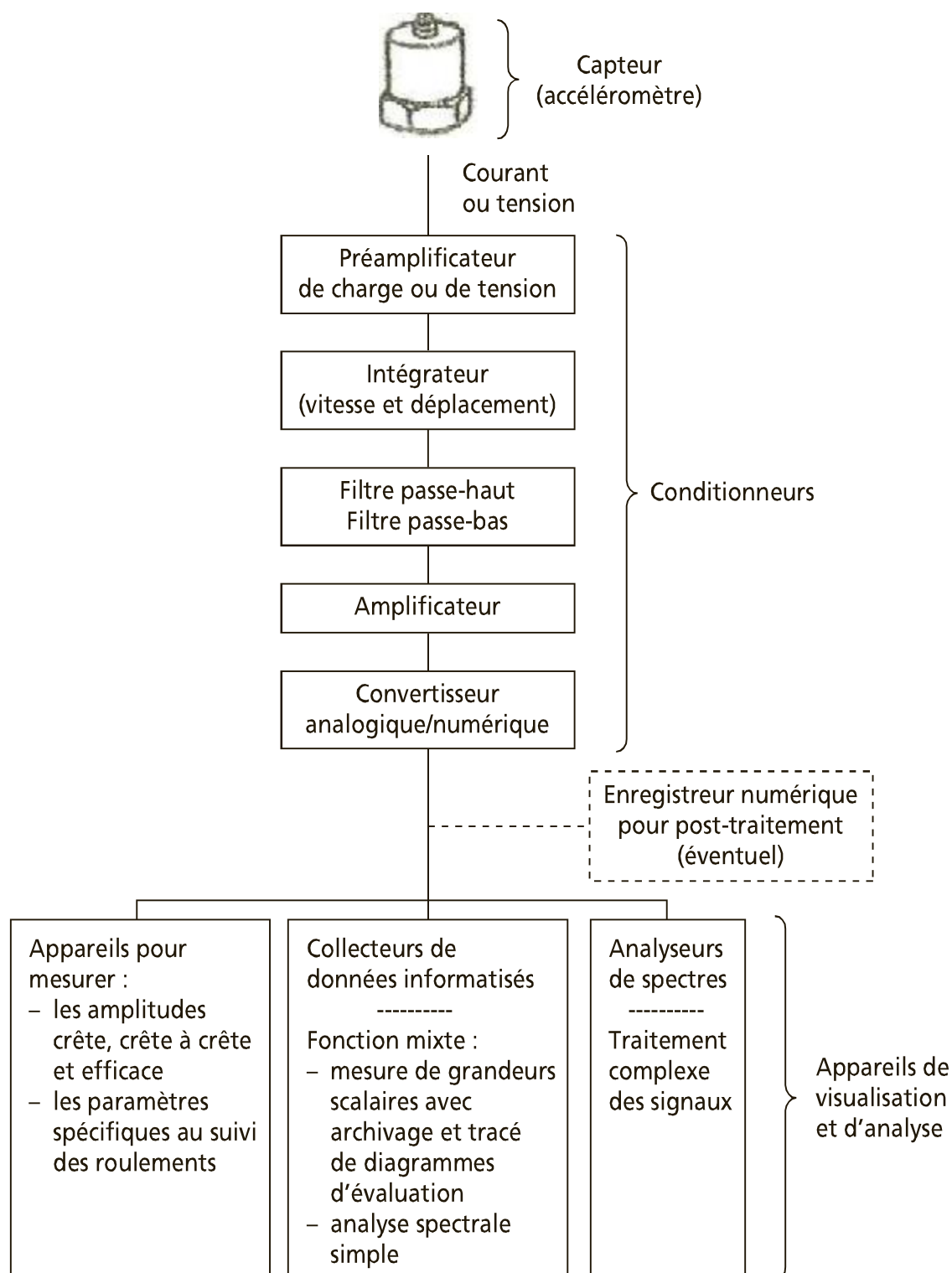


Figure 3.1 – Exemple type d'une chaîne de mesure munie d'un accéléromètre

3.1 Les capteurs

Le capteur, quelle que soit la nature du signal qu'il délivre (accélération, vitesse, déplacement...) constitue le premier maillon de la chaîne de mesure. Sa fonction est de transformer le mouvement vibratoire en un signal électrique.

Un capteur se caractérise principalement par :

Sa bande passante. La bande passante est la plage de fréquences (par exemple [3-8 000 Hz]) à l'intérieur de laquelle la constitution du capteur permet une mesure de l'amplitude en rapport direct avec les forces génératrices du mouvement vibratoire à mesurer (Avec une précision de tolérance conventionnelle ou affichée par le constructeur (± 1 dB soit 12,2 %) par exemple). C'est en fait la plage dite de linéarité du capteur ou bande passante en dehors de laquelle la réponse du capteur n'est plus directement proportionnelle à l'amplitude du mouvement vibratoire qui la génère (voir plus loin l'exemple de bande passante sur un accéléromètre).

Sa dynamique. C'est le rapport entre la plus petite et la plus grande valeur d'amplitude mesurable du capteur sans distorsion du signal ni bruit de fond.

Sa sensibilité. C'est la relation qui lie la grandeur électrique délivrée par le capteur à l'amplitude du mouvement mécanique qui lui donne naissance (par exemple, 10 pico-coulombs par g ou 10 millivolts par μm). Ainsi, selon le type de capteur de vibrations utilisé, cette sensibilité s'exprimera en mV (millivolts) par unité physique ou en pC (pico-coulomb) par unité physique. Ce qui signifie que si le capteur est un proximètre de sensibilité de 8 mV/ μm , alors à une tension de 800 mV correspond un déplacement de 100 μm . La sensibilité est une donnée fournie par le constructeur du capteur et doit faire l'objet d'une vérification périodique. La sensibilité d'un capteur se choisit en fonction de son utilisation et du niveau vibratoire à mesurer. Elle sera donc différente pour surveiller une ligne d'arbres à vitesse de rotation lente ou rapide, pour une machine-outil, un compresseur à vis ou un broyeur à marteaux.

Sa tenue en température. Elle est précisée par le constructeur. Au-delà d'un certain point qui est fonction du type de capteur et des matériaux le constituant, la température peut sensiblement modifier la sensibilité du capteur et même dans le cas d'un capteur piézoélectrique le détruire lorsqu'elle atteint le point de Curie du matériau sensible le constituant.

Ses grandeurs d'influence. Le capteur, selon ses conditions d'utilisation, peut être sensible non seulement à la grandeur physique pour laquelle il a été conçu mais aussi à d'autres grandeurs physiques, appelées « grandeurs d'influence », susceptibles d'avoir une action non négligeable sur la justesse des mesures (figure 3.10).

Sa masse et ses dimensions. Pour certaines applications sur des petites pièces, plaques ou carters de faible épaisseur, le poids et les dimensions du capteur peuvent être des contraintes importantes à ne pas négliger. Les dimensions peuvent créer des difficultés de mise en place et le poids peut fausser la mesure en modifiant la raideur du support.

3.1.1 Les proximètres

Aujourd'hui, le proximètre le plus utilisé pour la surveillance de machines est le capteur inductif à courants de Foucault. Ce capteur, représenté en figure 3.2, est relié à un émetteur-démodulateur-conditionneur. Il est constitué d'une bobine parcourue par un courant électrique « hautes fréquences ». Le champ magnétique ainsi créé induit, à la surface de l'arbre, des courants appelés courants de Foucault qui modifient l'impédance de la bobine (figure 3.3).

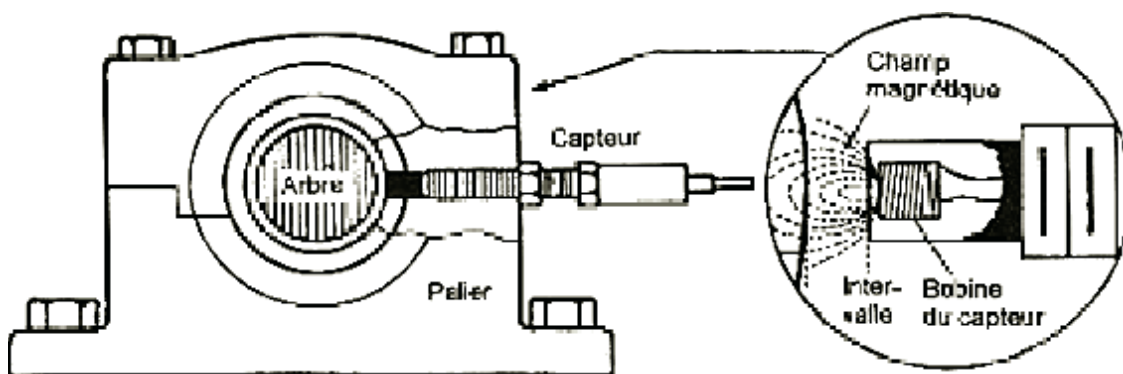


Figure 3.2 – Principe du capteur inductif à courants de Foucault

Ces variations d'impédance sont transformées en :

- une tension continue proportionnelle à la distance moyenne entre l'arbre et le capteur (composante statique),
- une tension alternative proportionnelle aux écarts de distance par rapport à la distance moyenne (composante dynamique), qui renseigne donc sur les déplacements relatifs de l'arbre par rapport à la sonde du capteur.

À retenir

Les capteurs de déplacement ou proximètres (ou encore appelés capteurs de proximité) mesurent la distance comprise entre la surface surveillée (généralement celle d'un arbre tournant) et l'élément détecteur du capteur (appelée sonde). Ce sont

des capteurs dits relatifs, par opposition aux capteurs de vitesse ou d'accélération qui sont dits absolus. Un capteur de déplacement à courants de Foucault mesure le mouvement relatif de l'arbre par rapport au support sur lequel il est fixé (généralement le corps du palier) alors qu'un vélocimètre ou un accéléromètre mesurent le mouvement vibratoire de ce support consécutif à la vibration du rotor.

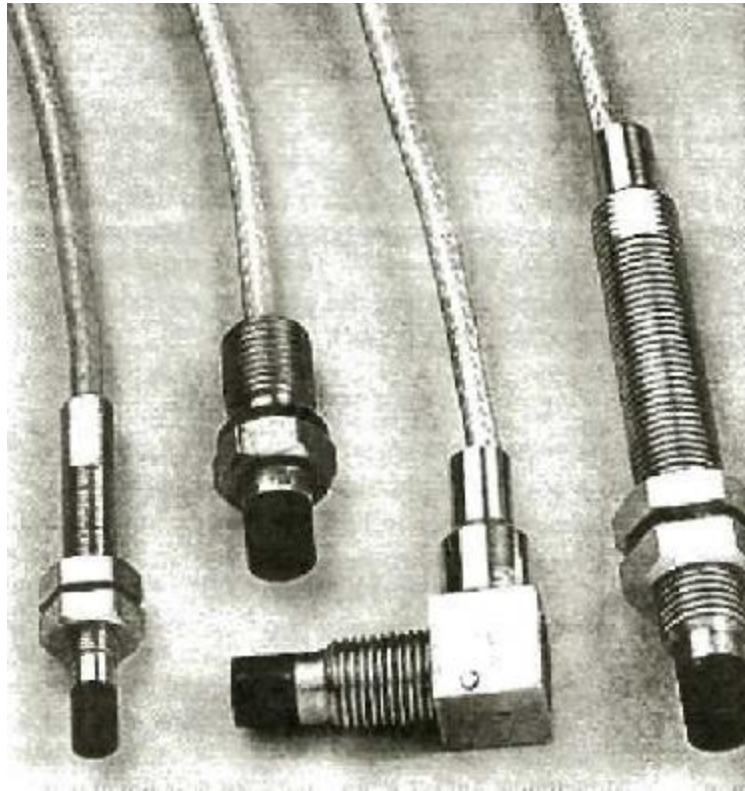


Figure 3.3 – Exemples de proximètres (Documentation Schenk)

Ces capteurs sont le plus souvent fixés à demeure dans les paliers et leur mise en place nécessite beaucoup de soin. En effet, ils sont sensibles non seulement au déplacement réel de l'arbre, mais également à des phénomènes parasites. Ces phénomènes parasites appelés erreurs de *run-out* ou erreurs de faux rond peuvent avoir deux origines :

- une origine mécanique due à un défaut de concentricité de l'arbre, à une déformation du rotor, à des irrégularités ou des rugosités de surface ou encore à des défauts d'usinage ;
- une origine électrique consécutive à des défauts d'homogénéité des propriétés magnétiques de l'arbre.

Pour pallier ces défauts, une action corrective préalable est souvent nécessaire (redressement, démagnétisation du rotor, réusinage, écrouissage, brunissage ou micromatage des zones de visée des capteurs). Parfois même après rectification, une compensation électronique de l'erreur de *run-out* peut s'avérer nécessaire (cf. chapitre 6).

■ Intérêts et limites d'utilisation des proximètres

L'utilisation privilégiée de ces capteurs est la surveillance des machines à paliers à film d'huile, soit pour surveiller le déplacement axial de l'arbre, soit pour mesurer son **mouvement radial relatif** et déterminer la **position de son axe** de rotation par rapport au centre du palier.

D'autre part, à partir de la connaissance des jeux radiaux réels d'un palier ou des jeux axiaux rotor-stator, il est beaucoup plus facile de déterminer des seuils d'alerte et de déclenchement en terme de déplacement **relatif d'arbres** qu'en terme de déplacement, vitesse ou accélération **absolus** de paliers. C'est pourquoi ce type de capteur a été initialement utilisé et continue de l'être, non seulement pour détecter l'apparition de défauts à un stade précoce dans le cadre d'une maintenance conditionnelle des installations mises sous surveillance, mais surtout pour en assurer la sécurité.

Quelle qu'en soit l'utilisation, ces capteurs mesurent le déplacement et leur emploi est de ce fait limité à la surveillance des défauts se manifestant aux basses fréquences, c'est-à-dire dont la fréquence des composantes vibratoires induites n'excède généralement pas l'ordre 4 de la fréquence de rotation. Ces capteurs sont généralement soit placés axialement en bout d'arbre pour mesurer le déplacement latéral de cet arbre (dû par exemple à une dilatation thermique), soit montés par paires, placés à 90° (figure 3.4) sur les paliers de façon à pouvoir déterminer l'orbite de déplacement de l'arbre dans son palier (figure de Lissajous voir chapitres 4 et 5).

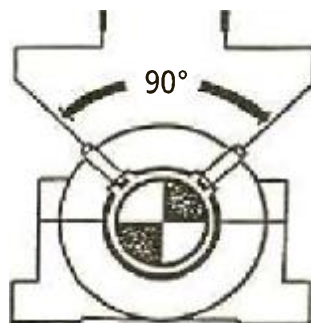


Figure 3.4 – Positionnement des capteurs de déplacement par paire à 90°

3.1.2 Les vélocimètres

Les capteurs de vitesse ou vélocimètres sont constitués d'une sonde à contact dite **sonde sismique** qui mesure le mouvement absolu de l'organe sur lequel elle est fixée. Les vélocimètres les plus courants sont constitués d'une masse sismique reliée au boîtier par un ressort et solidaire d'une bobine qui se déplace dans un champ magnétique permanent créé par un barreau aimanté (figure 3.5). Le mouvement de la bobine, induit par la vibration du palier sur lequel est fixé le capteur, génère une tension proportionnelle à la vitesse du mouvement de la bobine.

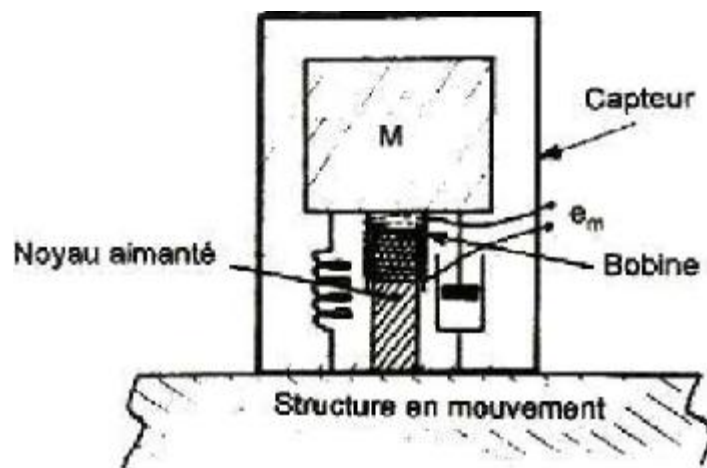


Figure 3.5 – Schéma de principe d'un vélocimètre

Ce type de capteur présente l'avantage de ne nécessiter ni source d'alimentation ni préamplificateur. L'amplitude du signal délivré est directement proportionnelle à la vitesse de la vibration absolue du palier au point de mesure. La fréquence de résonance de ce type de capteur se situe généralement entre 8 et 15 Hz et la gamme dynamique s'étend de 10-20 Hz à 2000 Hz environ, bien qu'il soit cependant possible d'abaisser à 1 Hz la fréquence de coupure inférieure du capteur, en insérant dans l'unité de mesure un circuit de linéarisation. L'utilisation des vélocimètres, très fréquente dans les services de maintenance jusqu'aux années 1990, tend aujourd'hui à disparaître au profit des accéléromètres piézoélectriques qui, moins encombrants et plus fiables, présentent une bande passante et une dynamique de mesure beaucoup plus étendues.

3.1.3 Les accéléromètres

Les accéléromètres **piézoélectriques** tendent à devenir les capteurs de vibrations absolues les plus utilisés pour la surveillance des machines tournantes. Leur principe de fonctionnement repose sur la propriété des matériaux piézoélectriques de générer une charge électrique proportionnelle à la contrainte de compression ou de cisaillement subie. Schématiquement (figure 3.6), un accéléromètre est composé d'un disque en matériau piézoélectrique qui joue le rôle d'un ressort sur lequel repose une masse sismique précontrainte. Quand la masse se déplace sous l'effet d'une accélération, elle exerce sur le disque piézoélectrique des contraintes, induisant à la surface de ce dernier une charge électrique proportionnelle à cette accélération.

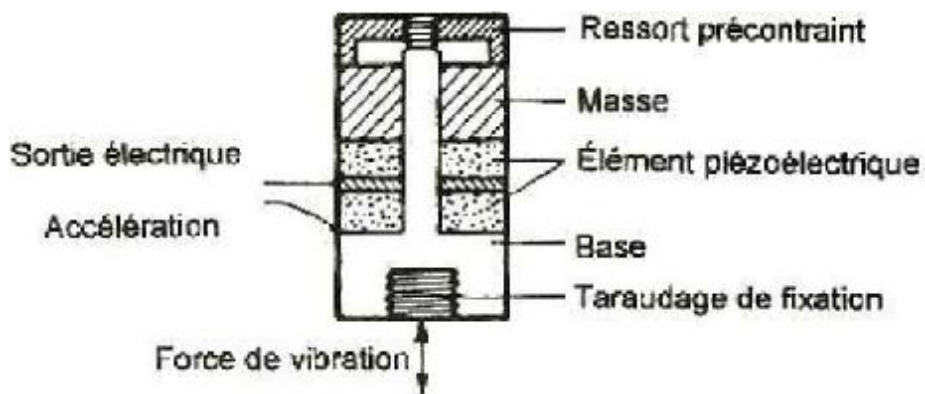


Figure 3.6 – Principe de fonctionnement d'un accéléromètre

Sur le plan électrique (figure 3.7), le matériau piézoélectrique, c'est-à-dire l'élément sensible, agit comme un condensateur de capacité C_a en parallèle avec une résistance de fuite interne R_a très grande.

L'accéléromètre peut donc être considéré :

- soit comme un générateur de charge Q_a en parallèle avec le condensateur C_a et la capacité C_c du câble de liaison,
- soit comme un générateur de tension V_a en série avec le condensateur C_a et chargé par la capacité du câble C_c .

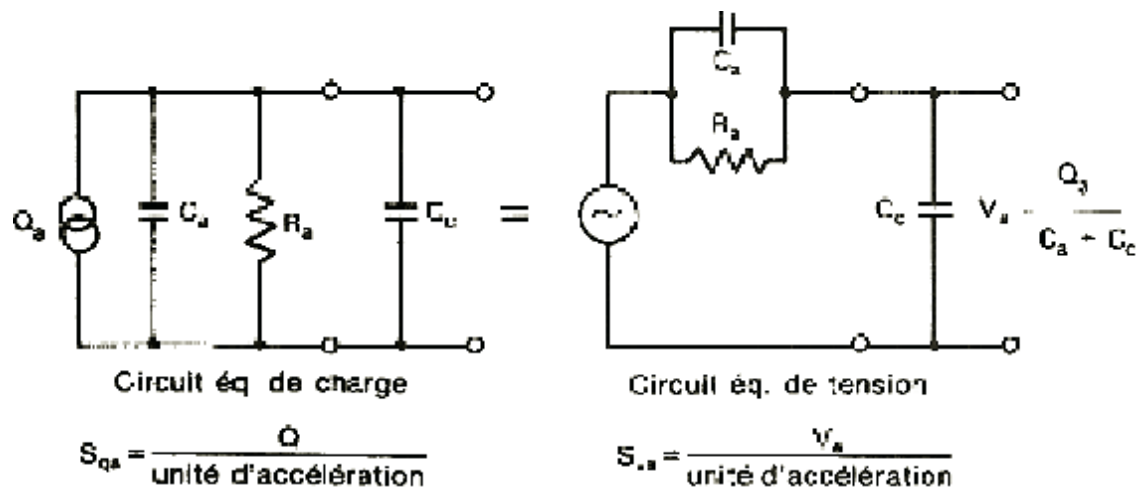


Figure 3.7 – Équivalences électriques d'un accéléromètre et de son câble

Selon la direction de travail de l'élément piézoélectrique à l'intérieur du capteur, on parlera de capteur à compression ou de capteur à cisaillement, plus sensible aux forces multidirectionnelles susceptibles de l'actionner (figure 3.8).

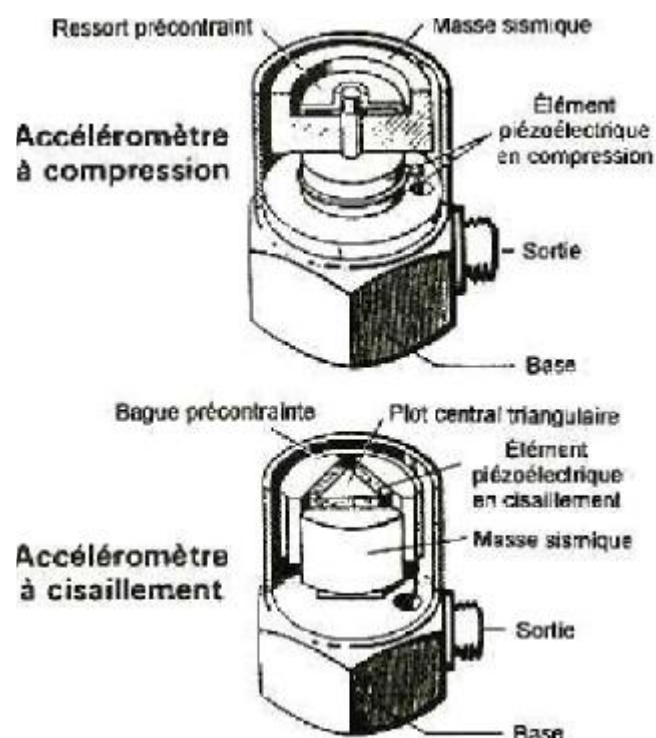


Figure 3.8 – Exemple d'accéléromètres (Documentation Bruel et Kjaer)

Selon le choix du préamplificateur (§ 3.2.1) et l'utilisation du capteur comme générateur de charge ou générateur de tension, la sensibilité du capteur s'exprimera en millivolts/g ou en pico-coulombs/g.

■ Bande passante d'un accéléromètre

L'examen de la courbe de réponse en fréquence d'un accéléromètre piézoélectrique montre l'existence de deux zones (figure 3.9) :

Une zone linéaire qui correspond à une plage de fréquences où la réponse du capteur permettra une mesure directement proportionnelle à l'amplitude des efforts générateurs de la vibration, avec une tolérance définie par le constructeur ($\pm 10\%$ par exemple). Cette zone définit ce que l'on a coutume d'appeler improprement la bande passante du capteur. Cette bande passante, dont la borne supérieure correspond généralement à moins d'un tiers de la fréquence de résonance du capteur, dépend des caractéristiques intrinsèques du capteur mais peut être aussi fortement influencée par son mode de fixation (embase collée, embase aimantée, pointe de touche... cf. chapitre 6).

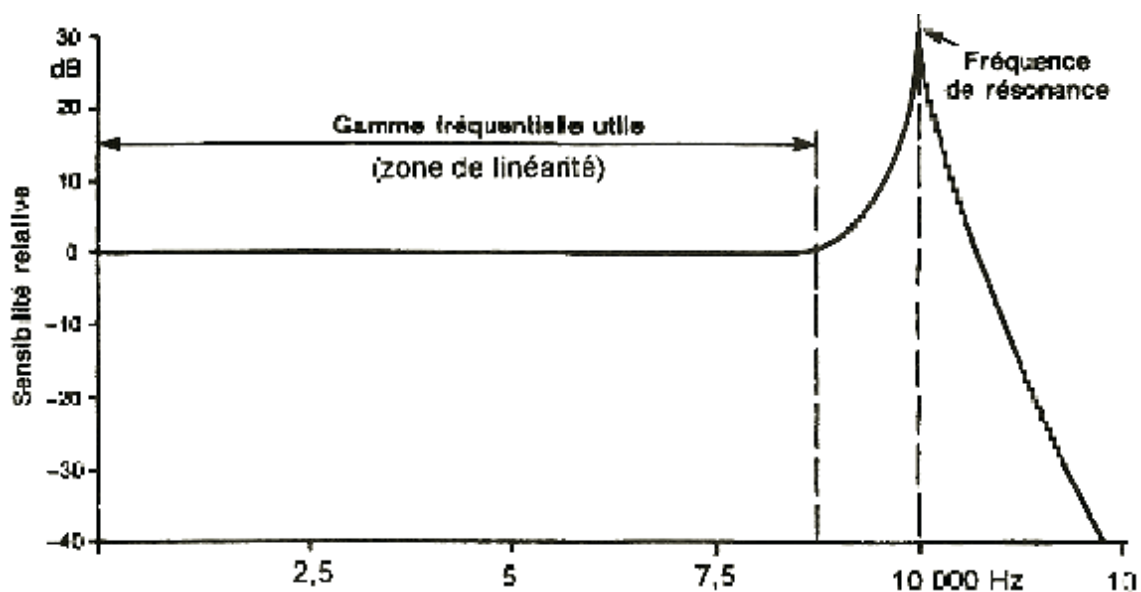


Figure 3.9 – Courbe de réponse d'un accéléromètre

Une zone englobant la résonance du capteur à l'intérieur de laquelle sa sensibilité dépend fortement de la fréquence observée. Toute composante vibratoire dont la fréquence se situe dans cette zone voit son amplitude considérablement

modifiée par le capteur. L'amplitude du signal délivré n'est plus directement représentative de la vibration que l'on veut mesurer. On pourrait considérer qu'il est aberrant de vouloir effectuer des mesures représentatives à l'intérieur de cette zone, mais, dans le cadre de la surveillance et du diagnostic de machines, ce grand principe métrologique peut être transgressé pour plusieurs raisons :

- d'une part, à l'exception du fait de vouloir comparer la valeur d'une mesure à un critère précis défini dans un cahier des charges ou dans une norme, souvent le critère le plus important n'est pas la valeur efficace ou crête du signal mais son évolution qui restera significative, même si la mesure est faussée.
- d'autre part, la résonance du capteur joue le rôle d'amplificateur. Cette propriété peut être utilisée pour détecter des vibrations impulsionnelles dont les composantes spectrales basses et moyennes fréquences sont plus ou moins noyées dans le bruit de fond. En terme de surveillance et de diagnostic, l'important réside plus dans la présence ou non de ces chocs, la mesure de leurs cadences de répétition et l'évolution dans le temps de leurs amplitudes que de l'amplitude elle-même. C'est pourquoi de nombreux indicateurs brevetés dédiés, en principe, à la surveillance des roulements (*cf.* chapitre 1) prennent en compte prioritairement cette zone de réponse impulsionnelle du capteur.

■ Grandeurs d'influence

Un accéléromètre piézoélectrique, comme tout capteur, est sensible à un certain nombre de grandeurs susceptibles d'altérer les résultats de mesure (figure 3.10) : température et variations rapides de température, humidité, champ sonore, champ électromagnétique..., même si les capteurs haut de gamme à cisaillement Delta sont moins sensibles à l'ensemble de ces grandeurs d'influence. Il conviendra donc de se prémunir des effets de champs électromagnétiques et de la présence éventuelle de circulation de courants d'arbre (élimination des boucles de masse, cage de Faraday pour isolation électrique du capteur).

■ Avantages des accéléromètres

L'accéléromètre présente de nombreux avantages :

- l'étendue de la bande passante,
- une gamme dynamique très étendue (figure 3.11),

- l'obtention de la vitesse vibratoire et du déplacement instantanés par intégration,
- une excellente précision pour un large « éventail » de conditions environnementales,
- une excellente fiabilité dans le temps puisqu'aucun élément n'est mobile,
- un faible encombrement et un grand rapport sensibilité/masse.

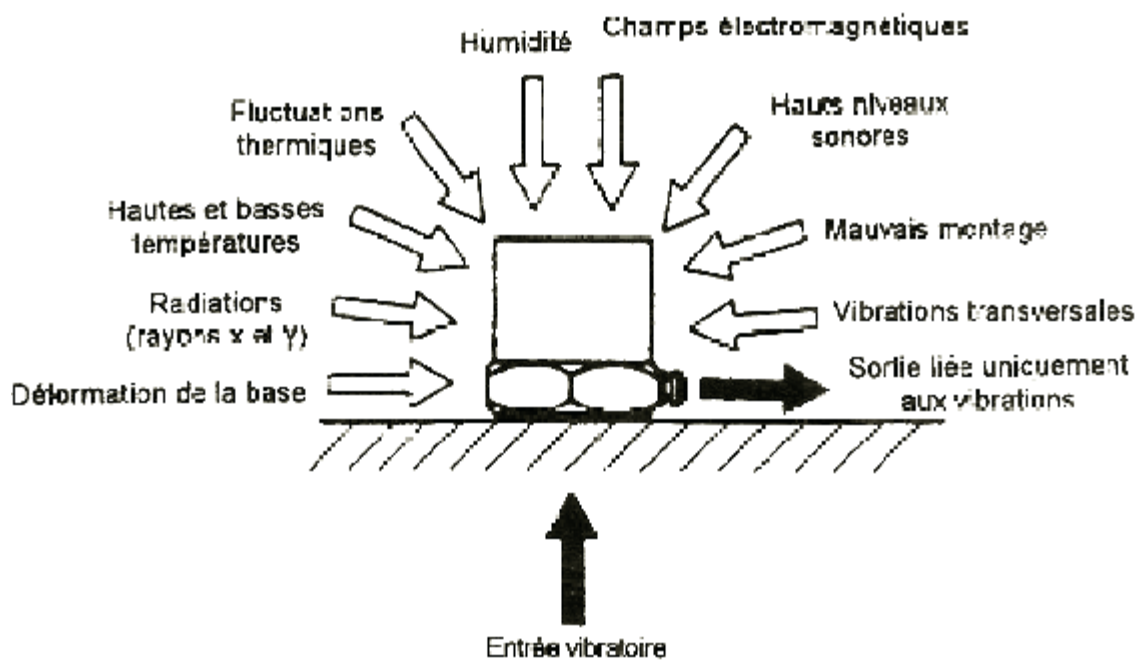


Figure 3.10 – Grandeurs d'influence sur un accéléromètre

Mais aussi quelques inconvénients :

- principalement la forte dépendance de sa bande passante avec la rigidité de sa liaison avec la surface vibrante,
- les difficultés inhérentes à l'analyse de comportements vibratoires très basses fréquences qui se manifestent par des déplacements importants, mais aussi par des accélérations extrêmement faibles. Cette particularité rend nécessaire l'utilisation d'accéléromètres de grande sensibilité (1 000 mV/g par exemple) dont la sortie risque, en absence d'un filtrage passe-haut correctement positionné, d'être saturée par les composantes vibratoires de fréquences plus élevées.

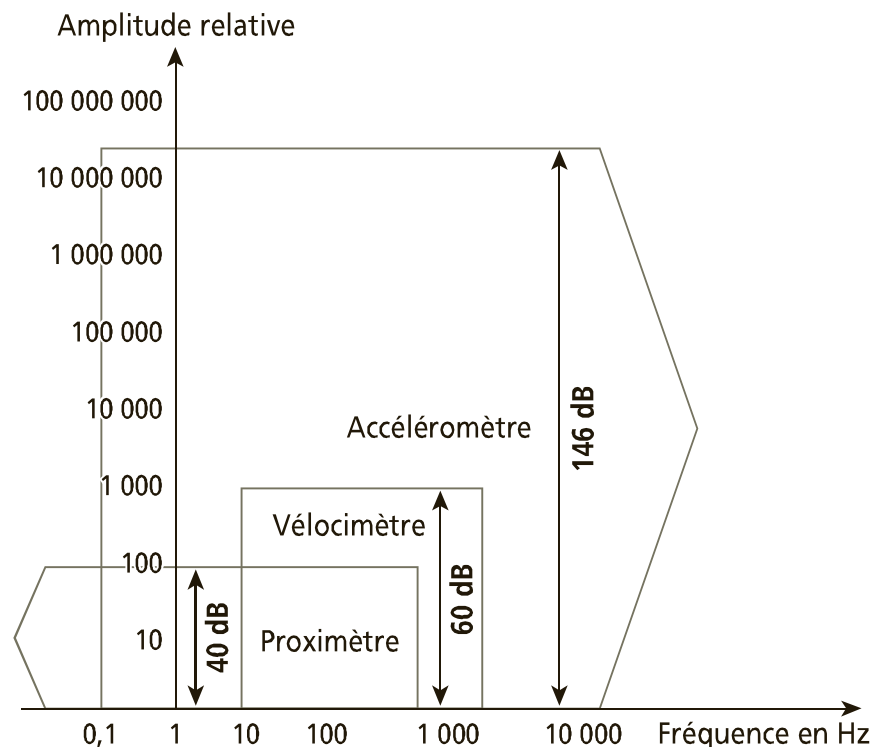


Figure 3.11 – Comparaison des plages de fréquences et gamme dynamique des trois types de capteurs

■ Critères de choix d'un accéléromètre

Sauf applications particulières concernant l'environnement des machines comme un fort champ électromagnétique, une température excessive, une zone à risque d'explosion (qui nécessite des capteurs antidéflagrants), le choix d'un accéléromètre sera déterminé :

- par sa bande passante qui doit être en adéquation avec la cinématique de l'installation surveillée et qui devra de ce fait s'étendre, si possible, de 0,3 fois la fréquence de rotation de la plus basse à au moins 200 fois la fréquence de rotation la plus élevée,
- par sa sensibilité qui devra être en adéquation avec la typologie vibratoire susceptible d'être induite par chaque machine, quel que soit le défaut qui l'affecte. L'amplitude efficace et crête de l'accélération dépendent fortement de la vitesse de rotation et de la nature du défaut. Pour une sensibilité 1 mV/g, l'amplitude crête maximale admissible se situe autour de 5 000 g ; elle est de 500 g pour une sensibilité de 10 mV/g et seulement de 50 g pour un capteur de sensibilité de 100 mV/g. L'étendue des amplitudes

crêtes susceptibles d'être mesurées peut s'étendre selon les vitesses de quelques mg à plusieurs milliers de g. Cette problématique sera reprise au paragraphe suivant.

3.2 Les conditionneurs

Il s'agit des préamplificateurs, des intégrateurs, des amplificateurs et des convertisseurs.

3.2.1 Les préamplificateurs

Les préamplificateurs de signaux jouent, pour tout type de capteurs, un rôle essentiel dans la conversion du signal, autorisant, par la transformation de l'impédance, sa transmission à distance vers les instruments de mesures et d'analyses.

Avec un accéléromètre piézoélectrique, on peut utiliser trois types de préamplificateurs :

Les convertisseurs charge-tension, improprement appelés préamplificateurs de charge, qui délivrent une tension de sortie proportionnelle à la charge d'entrée et, donc, proportionnelle à l'accélération subie par l'accéléromètre. Dans ce cas, l'accéléromètre est assimilable à un générateur de charge et le principal intérêt de ce type de préamplificateurs réside dans le fait que la sensibilité globale du système est quasi indépendante de la longueur du câble de liaison accéléromètre-préamplificateur.

Les préamplificateurs de tension détectent, aux bornes du condensateur équivalent constitué par l'élément piézoélectrique de l'accéléromètre, les variations de tension dues aux variations de charge induites par l'accélération. Ils délivrent donc une tension de sortie proportionnelle à la tension d'entrée. Cependant, la sensibilité globale de la chaîne d'acquisition dépend de l'impédance du câble de liaison, donc de sa longueur.

Les accéléromètres à électronique intégrée (ICP, IEPE...), dont l'utilisation a tendance à fortement se généraliser dans les applications liées à la surveillance des machines, permettent de simplifier l'unité d'acquisition et d'en réduire sensiblement le coût tout en présentant des caractéristiques fréquentielles identiques à celles des capteurs piézoélectriques classiques.

Ces capteurs à électronique intégrée ont pour autres avantages :

- une sortie basse impédance peu sensible aux parasites, aux effets triboélectriques et à la longueur du câble de liaison,

- l'élimination d'un élément coûteux et encombrant de l'unité de conditionnement qu'est l'amplificateur de charge,
- la possibilité de disposer de la fonction TEDS (Transducer Electronic Data) qui permet une identification automatique du capteur (sensibilité, type, n° de série...) par l'unité de conditionnement ou d'acquisition,
- une nette diminution du coût capteur/voie de mesure par rapport aux solutions traditionnelles.

et pour principaux inconvénients :

- une limitation de la température d'utilisation (90 °C à 140 °C selon la technologie du capteur et la connectique qui lui est associée) très en dessous du point de Curie de l'élément piézoélectrique le constituant,
- une moindre résistance aux chocs en raison de la fragilité des circuits électroniques incorporés,
- une dynamique de 90 à 110 dB, nettement inférieure à celle d'un accéléromètre classique associé à un ampli de charge extérieur à gain variable qui se situe autour de 146 dB. La perte de près de 40 dB de dynamique s'explique par le fait que la dynamique d'un capteur ICP correspond à la dynamique analogique du conditionneur intégré dont le gain est fixe. Suivant le réglage de ce gain lors de sa fabrication, la sensibilité d'un même capteur peut être fixée par exemple à 10 mV/g, à 30 mV/g ou à 100 mV/g.
- La nécessité, fréquente du fait de cette contrainte dynamique, de devoir disposer de plusieurs capteurs de sensibilités différentes pour faire face à l'étendue de la gamme de niveaux vibratoires à mesurer qui peut, selon le type de machine, leurs vitesses de rotation et la nature du défaut, être comprise entre quelques mg et plusieurs milliers de g.

3.2.2 Les intégrateurs

Les intégrateurs permettent, à partir d'un signal délivré par un accéléromètre ou un vélocimètre, d'obtenir les signaux représentant la vitesse ou le déplacement du mouvement vibratoire. L'intégration directe du signal analogique par intégrateur électronique est le plus souvent abandonnée au profit des techniques numériques d'intégration « post-traitement », techniquement beaucoup plus performantes et moins contraignantes en ce qui concerne l'intégration des signaux très basses fréquences et considérablement moins coûteuses. L'intérêt de l'intégration **temporelle** d'un signal délivré par un accéléromètre est d'accéder aux amplitudes crête ou crête à crête de la vitesse

vibratoire ou du déplacement et à la forme de ces signaux alors que l'intégration **spectrale** ne permet d'accéder qu'aux **amplitudes efficaces** de ces derniers.

3.2.3 Les filtres

Indépendamment du filtrage analogique anti-repliement du signal indispensable avant son échantillonnage pour rendre sa fréquence maximale utile inférieure à la demi-fréquence d'échantillonnage (*cf.* filtrage anti-repliement chapitre 2), il est souvent utile de réduire la bande passante de l'appareil de mesure pour éliminer les effets de résonance du capteur ou de réduire la dynamique du signal pour effectuer des mesures dans une plage de fréquences bien définie. L'insertion de filtres peut aussi permettre de suivre l'évolution de composantes induites par une famille restreinte de défauts ou d'éliminer des composantes de fréquences indésirables susceptibles de masquer certains phénomènes vibratoires que l'on veut surveiller.

Exemples

Un filtrage passe-haut autour de la fréquence de rotation d'un ventilateur de dépoussiérage permet de suivre plus spécifiquement l'évolution de l'encrassement de la turbine.

Un filtre passe-bande [10-1 000 Hz] est souvent associé à la mesure de la valeur efficace de la vitesse vibratoire pour satisfaire aux exigences des normes.

L'énergie vibratoire élevée induite, par exemple, par le passage des encoches rotoriques d'un moteur ou l'engrènement d'un réducteur ou d'un multiplicateur peut masquer l'énergie induite par la dégradation d'un roulement. L'insertion d'un filtre passe-haut dont de fréquence de coupure adaptée permet d'éluder ce type de problème.

Le filtrage joue donc un rôle important dans le conditionnement et le traitement des signaux vibratoires et dans la surveillance des machines tournantes. La réduction de la bande passante de la chaîne d'acquisition ou de l'étendue spectrale d'un signal se fait grâce à trois types de filtres dont les réponses fréquentielles sont schématiquement et idéalement représentées en figure 3.12.

■ Filtre passe-bande

Un filtre passe-bande ne laisse passer que les composantes dont les fréquences se situent dans une plage bien définie, tandis que les autres composantes sont rejetées (figure 3.12 a).

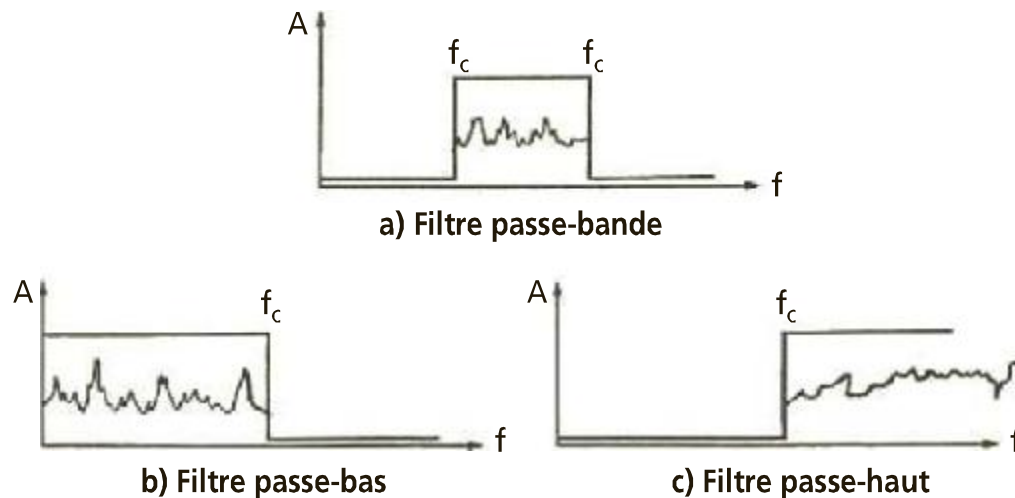


Figure 3.12 – Réponse en fréquence des principaux types de filtres
(f_c = fréquence de coupure)

■ Filtre passe-bas

Un filtre passe-bas ne laisse passer que les composantes dont les fréquences se situent en dessous d'une valeur donnée (figure 3.12 b).

Ce type de filtre est utilisé, par exemple, pour éviter l'effet de repliement spectral, dû à une fréquence d'échantillonnage trop faible par rapport à la fréquence maximale du signal (*cf.* chapitre 2).

■ Filtre passe-haut

Un filtre passe-haut ne laisse passer que les composantes dont les fréquences se situent au-dessus d'une valeur donnée (figure 3.12 c). Ce type de filtre est employé, par exemple, pour éliminer la composante continue (fréquence zéro) d'un signal délivré par un proximètre ou les constantes d'intégration lors de la transformation d'un signal « accélération » en un signal représentant la vitesse ou le déplacement.

Exception faite du filtrage « anti-repliement » et du filtrage passe-bas induit par le couplage AC/DC qui s'effectue sur le signal analogique, les opérations de filtrage sont effectuées de plus en plus sur le signal numérisé en temps réel ou en post-traitement à partir d'algorithmes de calcul. Il en résulte une réduction significative des coûts en rendant notamment possible la démodulation des signaux en amplitude et en fréquence, impossible à envisager en analogique à un coût acceptable indépendamment des aspects dimensionnels et de poids.

3.2.4 Les amplificateurs

Le rôle des amplificateurs est, une fois le filtrage effectué, d'amplifier le signal de façon automatique (autorange) ou manuelle, et d'adapter sa dynamique à celle de la chaîne d'acquisition dans le but de réduire le bruit et de transmettre l'information de façon exploitable. En effet, dans le cadre du diagnostic et de la surveillance des machines à partir d'un signal accélérométrique, les amplitudes crêtes susceptibles d'être mesurées sur un palier, qui dépendent de la nature de la machine, du défaut et de la vitesse de rotation de la ligne d'arbre affectée par ce dernier, peuvent s'étendre de quelques mg à plusieurs centaines de g et nécessitent souvent de ce fait :

- Soit d'effectuer la mesure avec un capteur d'une sensibilité beaucoup plus élevée, ce qui se traduit par une nette réduction du bruit analogique et du bruit de quantification par rapport à la situation précédente, rendant ainsi le signal tout à fait exploitable,
- Soit d'amplifier fortement le signal avant son échantillonnage.

3.2.5 Les convertisseurs analogique/numérique (CAN)

Ces convertisseurs sont destinés à convertir le signal en numérique. De nos jours, le signal délivré par un capteur de vibrations est échantillonné par un convertisseur analogique/numérique à une fréquence d'échantillonnage f_e donnée, souvent égale à 51 200 Hz. Les amplitudes (efficace, crête, crête à crête) ne sont plus mesurées à partir de circuits électroniques dédiés à constantes d'intégration fixes, mais calculées sur une durée généralement paramétrable par l'utilisateur.

3.3 Les appareils de mesure, de collecte et d'analyse

3.3.1 Les appareils de mesure d'indicateurs scalaires larges bandes

Ce type d'appareils permet de mesurer l'amplitude efficace du signal vibratoire (accélération et/ou vitesse) dans plusieurs plages fréquentielles comprenant souvent une plage réservée à la mesure d'un indicateur sensible à la présence de défauts de type impulsionnel. Ils sont improprement baptisés, pour des

considérations de marketing, « détecteurs de défauts de roulement » (HFD, BCU, SPM, Facteur défaut roulements, Peak View...).

Ces appareils sont, aujourd'hui, le plus souvent équipés de filtres programmables, d'intégrateurs, et d'un écran d'affichage et ils peuvent se présenter sous forme :

- de module de surveillance à poste fixe destiné à la surveillance en continu d'une machine dont la finalité est axée plus sur la sécurité que sur l'aspect maintenance (génération d'alarme sur dépassement de seuil et possibilité de visualisation ou d'affichage des valeurs des différents indicateurs programmés),
- de simples mesureurs portatifs dont certains peuvent également être équipés d'un capteur de température infrarouge et d'un tachymètre. Ce type de produit est souvent confié aux graisseurs ou aux visiteurs qui notent, lors d'une tournée de routine, les machines pour lesquelles un des indicateurs mesurés dépasse un seuil dit d'alarme ou de danger. À cause des effets dits de masque (*cf.* chapitre 4), cette pratique ne se justifie, sur le plan technique, que pour la surveillance de machines à chaîne cinématique simple (moto pompes, moto ventilateurs, moteurs d'entraînement...). Ce type d'appareils se présente souvent sous la forme de « crayons lecteurs » (figure 3.13) avec capteur généralement incorporé, d'utilisation très simple mais avec pour inconvénients :
 - son encombrement qui, bien que faible, rend parfois pour certains paliers la prise de mesure impossible ou dangereuse, lorsque la mesure ne peut-être déportée (c'est-à-dire sans liaison câble entre le capteur et le mesureur),
 - la mauvaise reproductibilité des mesures, inhérente à la non-maîtrise de la rigidité de la liaison du capteur avec le palier lorsque le capteur est tenu à la main.

Ce deuxième inconvénient n'est pas forcément prohibitif dans la mesure où, dans cette stratégie de surveillance, on ne cherche pas à suivre l'évolution du comportement vibratoire de la machine afin de détecter à un stade précoce l'apparition d'une gamme étendue de défauts, mais simplement à s'assurer de la présence éventuelle d'un défaut grave (apparition d'un fort déséquilibre ou d'un desserrage important, dégradation d'un roulement...) susceptible de la mettre rapidement en péril.

Il est difficile avec ce type d'appareil, lorsqu'ils n'ont pas de logiciel associé, d'envisager un réel suivi d'évolution du fait de la lourdeur de la gestion manuelle des données qui devient rapidement fastidieuse pour les opérateurs et prohibitive en terme de coût lors de la multiplication des installations surveillées.

Appareil portable

Peut être utilisé comme dispositif d'acquisition de données/alarme autonome, ou combiné au système de gestion de données

Affichage à diodes électroluminescentes

Donne l'alerte si un des niveaux d'alarme est dépassé

Indicateur de collecte de données

Lorsque le roulement est en rotation, le MCD effectue des mesures en mode de collecte de données

**Écran à cristaux liquides**

Affiche les résultats des mesures, l'état d'alarme, l'heure, et plus encore

Figure 3.13 – Un appareil de mesure globale (Documentation SKF)

3.3.2 Les collecteurs informatisés

Ce concept d'appareils de mesure tout à fait révolutionnaire à l'époque (figure 3.14) est apparu au début des années 1980. Il a permis, grâce à l'adjonction d'un convertisseur analogique numérique (CAN) associé à un calculateur interne, et d'une interface de communication avec un ordinateur, de mesurer les valeurs d'indicateurs scalaires précités, et des valeurs plus élaborées en y ajoutant, pour la plupart d'entre eux, des fonctions d'analyses spectrales et d'analyses de signaux plus ou moins complexes. De plus, grâce à une gestion informatisée des données, il a rendu possible la surveillance

périodique d'un grand nombre de machines à un coût non prohibitif. De ce fait, l'arrivée de ce type d'appareil a favorisé le développement d'une nouvelle forme de maintenance dont les fondements reposent sur le diagnostic à partir du suivi d'indicateurs pertinents issus du comportement dynamique de chaque machine et non plus seulement sur la durée de vie statistique des différents organes la constituant.



Figure 3.14 – Exemple d'un collecteur/analyseur de données informatisé
(Documentation 01 dB)

Au fil des années, des évolutions de la micro-informatique, des performances des cartes d'acquisition et des DSP, les fonctionnalités de traitement du signal des collecteurs de données ont considérablement évolué. On est passé en vingt-cinq ans du simple collecteur de niveaux globaux mono voie au collecteur analyseur bivoie, qui offre des possibilités de surveillance extrêmement élaborées, non envisageables il y a encore quelques années, et les fonctionnalités classiques d'un analyseur bivoie (phase, orbite...). L'adjonction récente

d'une mémoire tampon de grande capacité permettant le stockage temporaire du signal temporel avant son traitement permet de réduire de manière conséquente les temps de collecte. À titre d'exemple, dans le cas de la surveillance d'un parc important de machines à cinématiques interdépendantes (dont le meilleur exemple est la machine à papier et ses auxiliaires) représentant 60 000 points de mesure/an, le gain annuel de temps de collecte apporté par cette nouvelle fonctionnalité se situe, selon la fiabilité de la surveillance mise en place, entre 1 000 et 1 500 heures.

Les fonctionnalités de base d'un collecteur permettent :

- d'établir, pour chaque installation à surveiller, la périodicité des collectes et les emplacements des points de mesures,
- de définir, pour chaque point de mesure, des indicateurs et des seuils d'alarme prédéfinis adaptés à la surveillance de chaque machine,
- de regrouper, sous forme d'une « route » de collecte en fonction de leur situation géographique, les différentes machines ayant la même périodicité de mesures,
- de charger la route de collecte à suivre par le visiteur,
- de conditionner et de traiter les signaux issus de capteurs de vibration (accéléromètre ICP, sonde de déplacement à courants de Foucault) mais aussi de capteurs de températures de surface et de vitesse de rotation ou de divers capteurs délivrant une tension inférieure à ± 5 volts (pince ampèremétrique à effet hall...)
- de visualiser pendant la collecte les valeurs des indicateurs calculés (scalaires et spectrales s'il y a lieu),
- de saisir manuellement des grandeurs procédés,
- d'entrer, sous forme généralement codée, des commentaires d'inspection,
- de décharger, au retour, la collecte dans une base de données gérée par un ordinateur,
- d'établir la liste des machines et des points pour lesquels les valeurs de différents indicateurs ont dépassé des seuils préfixés (journal des alarmes),
- de tracer la courbe d'évolution de chaque indicateur et de comparer les évolutions des images spectrales s'il y a lieu,
- de visualiser les images spectrales et de les analyser avec l'aide de curseurs,
- d'écrire un rapport de visite plus ou moins argumenté qui pourra être transmis pour action.

3.3.3 Les analyseurs de signaux

La finalité d'utilisation d'un analyseur dans ses principes est fort différente de celle d'un collecteur de données, même si bien souvent ce dernier est lui aussi doté d'une fonction analyseur plus ou moins sophistiquée indépendante du mode collecte. La grande différence conceptuelle initiale entre collecteur et analyseur réside dans le fait que les premiers sont destinés à acquérir et à traiter automatiquement des signaux selon un processus préalablement programmé, qui permet des mesures et des traitements répétitifs, des comparaisons automatiques à des seuils, à des gabarits prédéterminés aux précédentes acquisitions, alors que les seconds sont destinés à acquérir des signaux librement et à les traiter pas à pas, au fur et à mesure de l'avancement des hypothèses et des investigations.

Les collecteurs sont des outils mono ou bivoie (pour les plus élaborés), très compacts, portatifs et électriquement autonomes, dédiés à la surveillance périodique de machines, dont la fiabilité de détection de défauts est fonction de la pertinence dans le choix des indicateurs programmés, donc de l'expérience et de la compétence de celui qui les a définis.

Les analyseurs sont des outils de diagnostics ponctuels à mise en œuvre beaucoup plus lourde, permettant l'acquisition synchrone de signaux de toute nature (vibrations absolues et relatives, courant d'alimentation, vitesse de rotation instantanée, grandeurs issues de capteurs procédés...) sur un nombre de voies élevé (4, 8, 16...), et dont les résultats dépendent à la fois des fonctionnalités d'acquisition et de traitement des signaux offerts et des compétences de l'utilisateur.

Avec un analyseur, le signal est analysé sans programmation préalable et le traitement est affiné en fonction des typologies rencontrées jusqu'à la formulation du diagnostic final, alors que, du fait de la programmation préalable des mesures, un collecteur ne permet la détection d'un défaut que dans la mesure où la typologie de sa manifestation dynamique est susceptible d'affecter un des indicateurs programmés. Or, l'acquisition systématique d'un très grand nombre d'indicateurs étant difficilement envisageable et le calcul à la demande d'un nouvel indicateur ou d'une nouvelle image spectrale étant impossible en absence du signal temporel, il est important d'être conscient que la fiabilité de surveillance par collecteur dépend étroitement du nombre d'indicateurs programmés et que ne seront détectés de manière fiable que les défauts présumés les plus fréquents ou les plus dommageables pour la machine.

Les analyseurs de signaux multivoie sont, eux, des outils dédiés au diagnostic ponctuel et à la détection de défauts à un stade souvent beaucoup plus

précoce mais ils sont d'un emploi beaucoup plus contraignant et lourd à mettre en œuvre. Ils restent bien souvent un outil de spécialiste bien que l'association avec un micro-ordinateur permette, par le biais de logiciels, de doter l'analyseur de toutes les fonctionnalités d'un collecteur, exception faite de la convivialité de prise de mesures (encombrement, poids et autonomie énergétique), inconvénients qui peuvent être pénalisants sur certains sites industriels.

Cependant, l'antinomie des concepts de collecteur et d'analyseur peut très rapidement s'estomper avec l'arrivée de collecteurs de signaux portatifs et énergiquement autonomes de deux à quatre voies et avec la mise au point de systèmes dits « experts » qui permettent le post-traitement automatique des signaux collectés à partir d'algorithmes de recherche automatique de typologies des principaux défauts. L'archivage des signaux temporels relatifs à la première et aux deux ou trois dernières collectes est bien souvent suffisant pour connaître la valeur initiale ou correcte de n'importe quel indicateur et en suivre l'évolution sans en avoir effectué la programmation préalable. Avec un tel outil, la fiabilité de surveillance dépendra uniquement de l'expérience et des compétences de l'expert chargé du paramétrage du système de surveillance et les coûts de collecte et d'exploitation à fiabilité égale seront considérablement allégés.

3.3.4 Les caractéristiques importantes d'un analyseur (ou d'un collecteur-analyseur)

Nous ne procéderons pas ici à une analyse complète des caractéristiques que peut offrir ce type de matériel, mais nous souhaitons en évoquer les principales, celles qui apparaissent comme essentielles à prendre en compte lors du choix d'un appareil destiné à la surveillance des machines et à l'identification des principaux défauts susceptibles de les affecter.

■ La bande passante

La bande passante des analyseurs actuellement sur le marché s'étend de [0-10 kHz] à [0-100 kHz]. Il est important de disposer au minimum d'une plage de fréquences [0-20 kHz] pour observer les manifestations vibratoires de la quasi-totalité des défauts susceptibles d'affecter la majorité des machines tournantes industrielles. Il est évident que, dans le cas de surveillance de machines spécifiques (très basses ou très grandes vitesses), le choix de la bande passante est fonction de la fréquence maximale ou minimale à observer. À ce sujet, il est important de **ne pas oublier que la bande passante**

finale du signal enregistré est aussi fonction de la bande passante du capteur, qui doit être harmonisée avec celle de l'analyseur.

Remarque

La vibration n'est pas la seule grandeur dynamique à considérer pour assurer la surveillance d'une machine à l'aide d'un analyseur. Certains défauts, notamment les défauts induisant des fluctuations de couples ou de vitesse de rotation instantanés (jeux angulaires...), présentent des manifestations vibratoires très peu lisibles du fait de la très mauvaise sensibilité d'un capteur de vibration absolue aux vibrations angulaires ou torsionnelles. L'analyse spectrale des variations de vitesse de rotation instantanées à partir d'un signal tachymétrique constitue une voie d'investigation complémentaire et pertinente, surtout pour les moteurs alimentés par des variateurs de fréquences, déjà régulés par des capteurs de vitesse angulaire. Cette considération devra être prise en compte lors de l'acquisition de l'appareil.

■ La résolution

Nous avons vu au chapitre précédent le rôle essentiel que joue la résolution dans la séparation de composantes dont les fréquences peuvent être très voisines. La résolution R dépend de la largeur de la bande d'analyse B et du nombre de lignes spectrales NLS choisis pour le calcul d'un spectre ($R = B/NLS$).

Bien que le choix du nombre de lignes spectrales, longtemps limité à 400 ou 800, soit maintenant beaucoup plus étendu (400, 800, 1600, 3200, 6400, 12 800), les résolutions obtenues restent souvent nettement insuffisantes pour séparer des composantes induites par des machines à très faible vitesse de rotation ou par des phénomènes de modulation à fréquence de répétition très faible (fréquence de battement, fréquence de passage de pôles, fréquence de coïncidence de denture...).

La fonctionnalité « zoom FFT » permet de fixer la bande d'analyse B centrée de part et d'autre de n'importe quelle fréquence et ainsi de mieux observer, notamment en moyennes et hautes fréquences, les phénomènes de modulations bien mieux que les gammes d'analyse de la forme $[0-B]$ proposées sur beaucoup d'appareils courants.

■ La gamme dynamique

La gamme dynamique d'un analyseur correspond au rapport entre l'amplitude maximale admissible sans distorsion à l'entrée du système d'acquisition et le bruit de fond généré par ce dernier ; elle se situe entre 90 et 120 dB selon les produits actuels. Cependant, la dynamique du signal numérisé peut être considérablement plus faible si la dynamique du signal analogique délivré

par le capteur diffère de celle du système d'acquisition (ce qui est généralement le cas). Pour conserver une dynamique acceptable, il est alors nécessaire soit d'amplifier le signal soit d'adapter la gamme de tension d'entrée du convertisseur à l'amplitude crête du signal. Or, pour des raisons de réduction de coûts, beaucoup de systèmes d'acquisition « low cost » n'offrent qu'une seule gamme de tension d'entrée et ne permettent aucune amplification ou atténuation du signal analogique.

Deux autres points extrêmement importants sont également à prendre en considération dans le choix d'un analyseur ou d'un système d'acquisition :

- La possibilité d'acquérir un signal porté par une tension continue (DC coupling),
- L'assurance de pouvoir compter sur une tension d'entrée crête à crête maximale admissible au moins égale à plusieurs dizaines de volts. Cette tension, qui est souvent limitée à ± 5 volts pour de nombreux produits « low cost », est tout à fait insuffisante pour analyser tout autre signal que celui délivré par des accéléromètres ICP. À titre d'exemple, la tension statique délivrée par un capteur de proximité à courants de Foucault dépend de la sensibilité du capteur et de sa distance par rapport à l'arbre ; elle se situe généralement entre 8 et 20 volts.

■ Les curseurs

La fonctionnalité « curseur » est une des fonctionnalités clés de tout analyseur et constitue une aide indispensable à l'interprétation des signaux et de leurs images spectrales. Il existe plusieurs types de curseurs.

Le curseur « courant » indique les coordonnées (amplitude, fréquence) de chaque composante. Dans certains produits, l'amplitude de chaque raie, corrigée des effets de fenêtre, est donnée simultanément en accélération, vitesse et déplacement.

Le curseur « différences » permet de mesurer l'écart fréquentiel entre deux raies ou l'écart temporel entre deux événements. Ce type de curseur est très utile puisque, en analyse vibratoire des machines, la mesure de l'écart fréquentiel entre deux composantes est souvent plus significative que la mesure des fréquences absolues de ces composantes. En effet, cet écart peut correspondre à une fréquence de modulation, à une fréquence de répétition des chocs ou à une fréquence de battement.

Le curseur de bandes permet de définir deux repères définissant selon le cas une fenêtre temporelle ou spectrale et entre lesquels peuvent être calculés automatiquement différents indicateurs.

Le curseur d'harmoniques permet de visualiser toute une famille de composantes, multiples d'une composante de base appelée fondamentale.

Le curseur de bandes latérales permet de matérialiser une famille de composantes régulièrement espacées autour d'une composante centrale, appelée porteuse, et d'en déterminer automatiquement l'espacement qui correspond à la fréquence de modulation.

■ Le nombre de voies

Indépendamment du gain de temps important qu'il peut apporter lors de la prise de mesures, le principal intérêt des analyseurs multivoie pour le premier niveau de surveillance des machines est l'étude du déphasage (*cf.* chapitre 2) entre deux signaux acquis de manière synchrone, riche en enseignements directement exploitables (*cf.* chapitres 4 et 5) et la possibilité de tracer l'orbite de déplacement du rotor dans son palier pour les turbomachines (*cf.* chapitre 5.2 pour son application). Pour des praticiens déjà plus avertis, l'acquisition synchrone multivoie permettra aussi :

- la mesure des déphasages et des cohérences entre signaux et le calcul des fonctions de transfert d'une voie sur l'autre. Ceci permet entre autres l'analyse des déformées de structure, la détermination à l'arrêt des réponses impulsionnelles et le tracé pour chaque fréquence propre de sa déformée modale ;
- une meilleure maîtrise des conditions de fonctionnement de la machine par rapport à l'acquisition mono voie pour laquelle un temps conséquent peut séparer l'acquisition et l'analyse des signaux issus de paliers différents, temps pendant lequel les conditions d'exploitation et, par voie de conséquence le comportement vibratoire, peuvent considérablement varier, rendant difficile la comparaison de mesures effectuées à des moments différents ;
- d'associer l'acquisition synchrone de signaux délivrés par des capteurs de vibration, à celle de signaux délivrés par d'autres types de capteurs (capteurs de vitesse, de pression, capteurs de courant, capteurs de conduite de procédés). Cela permet une bien meilleure compréhension des interactions « comportement vibratoire/procédé », souvent indispensables dans la formulation d'un diagnostic ;
- d'analyser le comportement vibratoire d'un rotor lors d'une phase de montée en régime ou d'arrêt d'une machine, alors que cette opération est difficilement envisageable avec un système d'acquisition mono voie.

■ Le déclenchement programmé ou « Trigger »

La fonctionnalité « déclenchement ou trigger » est une fonction essentielle de tout système d'acquisition. Au mode de déclenchement manuel (free run) de base commun à tous les produits, certains associent des modes de déclenchement beaucoup plus élaborés permettant de déclencher une acquisition à l'apparition d'un événement donné (dépassement d'un seuil d'amplitude absolue ou relative, variation de vitesse de rotation...) sur une, voire plusieurs voies d'acquisition prédéfinies, avec des fonctions logiques et/ou des durées d'acquisition et de relance automatique d'acquisition programmables. Certains permettent de garder en mémoire le signal mesuré bien avant l'apparition de l'événement déclencheur grâce à l'adjonction d'une mémoire tampon tournante. Ces fonctionnalités de déclenchement élaborées sont très utiles pour de nombreuses applications :

- analyse de réponses impulsionnelles de structures,
- analyse d'une montée en vitesse ou en charge d'une machine,
- analyse de phénomènes vibratoires intermittents ou erratiques.

■ L'auto-calibration

Cette fonctionnalité permet, dans le cas de système d'acquisition à gamme dynamique d'entrée multiple, de choisir automatiquement la gamme d'entrée à utiliser en fonction de l'amplitude crête du signal mesurée juste avant l'acquisition sur une durée et un facteur de sécurité programmable par l'utilisateur permettant ainsi de minimiser le bruit de quantification.

■ Autres fonctionnalités

En plus de ces quelques caractéristiques fonctionnelles intrinsèques, nous nous proposons de traiter, au chapitre 4, les fonctionnalités complémentaires qui font d'un analyseur un véritable outil de diagnostic. Ce sont notamment :

- le zoom (et non la loupe dénommée parfois improprement zoom),
- le cepstre,
- la démodulation d'amplitude,
- la démodulation fréquence/phase,
- la fonction de Lissajous (orbites),
- l'analyse statistique du signal temporel (kurtosis),
- l'analyse temporelle (filtrage, analyse synchrone et filtrage par peigne),
- le suivi d'ordres (order tracking),
- l'intégration,
- l'inter spectres, spectre de phase, cohérence.

3.4 Le traitement en temps réel

Une analyse est dite effectuée en temps réel lorsque le temps de calcul de la transformée de Fourier est inférieur au temps d'acquisition du bloc sur lequel le calcul doit être effectué. Or, ce temps d'acquisition est inversement proportionnel à la résolution, donc à la largeur de la plage de fréquences sélectionnée. La fonctionnalité « temps réel » était un critère déterminant dans le choix d'un analyseur ou d'un collecteur dans la décennie 1980-1990 puisque le temps de calcul d'un spectre 400 lignes dépassait fréquemment le temps d'acquisition. Mais aujourd'hui, avec l'arrivée d'une nouvelle génération de DSP qui a considérablement réduit le temps de calcul, ces considérations « analyse spectrale temps réel » sont devenues tout à fait anecdotiques.

3.5 Le traitement différé ou post-traitement

Dans le cadre de la surveillance des machines tournantes, l'interprétation des mesures et évolutions et la formulation d'un diagnostic nécessitent souvent d'être faites en différé, en post-traitement, en un lieu plus calme, à un moment choisi, plutôt que sur place, dans le bruit de la machine et dans l'agitation ambiante. Ce post-traitement nécessite impérativement l'enregistrement préalable des signaux temporels sur un support magnétique et donc l'insertion d'une unité de stockage de masse entre l'unité d'acquisition et de traitement. Les techniques de stockage de signaux temporels ont considérablement évolué au cours de ces vingt-cinq dernières années. Les enregistreurs analogiques multi-voies à bandes des années 1980, à l'encombrement et au poids importants, au rapport signal sur bruit (dynamique) n'excédant pas 60 dB, avec une bande passante réduite, un prix d'achat et des coûts de maintenance très élevés ainsi que des supports de stockage à la fois encombrants et coûteux, ont été largement supplantés par l'arrivée, dans les années 1990, des enregistreurs numériques (DAT) présentant de nombreux avantages :

- des caractéristiques dimensionnelles et pondérales nettement mieux adaptées aux conditions d'utilisation en milieu industriel,
- un rapport signal sur bruit supérieur à 90 dB et une bande passante de 18 kHz,
- un support de stockage beaucoup moins onéreux et de dimension beaucoup plus faible,
- un coût par voie d'enregistrement nettement plus faible et un coût de maintenance atténué bien qu'il soit encore bien élevé.

L'arrivée, ces dernières années, sur le marché d'unités multivoie compactes pilotées par micro-ordinateur, intégrant les fonctionnalités d'acquisition, d'enregistreur et de traitement de signaux (AST) a permis :

- d'améliorer considérablement la convivialité de mise en œuvre et d'utilisation, en éliminant notamment les pertes de temps inhérentes à la relecture « analogique » en temps réel des signaux (une heure d'acquisition sur site pouvait nécessiter plusieurs heures de relecture suivant le nombre de traitements à effectuer),
- d'augmenter la performance et l'intérêt de la solution « post-traitement » tout en en réduisant très sensiblement son coût.

Avec ces nouvelles unités d'acquisition, le stockage des signaux temporels ne s'effectue plus en aveugle : les signaux temporels peuvent être visualisés à l'écran et, grâce à l'adjonction de DSP supplémentaires, les spectres instantanés ou des valeurs d'indicateurs peuvent être affichés en temps réel tout au long de la séquence d'enregistrement, ce qui permet une orientation immédiate des investigations.

Le traitement approfondi des signaux peut être facilement envoyé et confié à moindre coût à un cabinet d'experts spécialisés (télédiagnostic).

L'archivage des signaux permet d'effectuer des analyses rétrospectives lorsqu'il s'avère nécessaire d'analyser le processus d'une dégradation.

3.6 En résumé

Les évolutions de la microélectronique et de la micro-informatique de ces toutes dernières années ont considérablement bouleversé les concepts initiaux de surveillance et de diagnostic tout en multipliant les possibilités en termes d'investigation et de réduction des coûts de surveillance, avec l'apparition d'une large gamme de nouveaux produits rendant paradoxalement aujourd'hui difficile la question du choix d'appareils. Il n'existe pas de bons ou de mauvais produits, mais **chaque produit a son domaine d'application et ses limites qu'il est important de connaître**. Nous donnons au chapitre suivant les techniques de surveillance associées à chacun d'entre eux, de façon que l'utilisateur puisse faire le meilleur choix en fonction des applications recherchées et des enjeux économiques. Le bon compromis est sans doute d'acheter un appareil qui réponde à 80 % des applications courantes de l'entreprise et de sous-traiter les 20 % restants qui nécessitent du matériel plus sophistiqué, des compétences et donc un temps de formation souvent économiquement injustifiables.

Cependant, le temps de collecte et son coût sont aussi des éléments essentiels à prendre en considération dès que le parc machines à surveiller devient quelque peu important. Il en est de même des temps et des coûts d'exploitation des données qui peuvent considérablement être différents d'un produit ou d'une solution technique à l'autre. Le coût de collecte et d'interprétation constitue une charge annuelle importante alors que l'achat d'un système AST est un investissement ponctuel de durée d'utilisation de plus de cinq ans. Quelques milliers d'euros d'investissement économisés ou le choix d'une solution technique mal adaptée peuvent se traduire chaque année par un différentiel de charge considérablement plus élevé.

Il convient aussi et surtout de vérifier la cohérence dans la chaîne de mesure du matériel utilisé et sa parfaite adéquation avec la cinématique et les pathologies potentielles de la machine surveillée. Trop souvent, on constate encore l'utilisation de capteurs dont la plage de fréquence utile est de 5-10 000 Hz pour surveiller le balourd d'un rotor tournant à moins de 200 t/mn (3,3 Hz). À quoi bon faire l'acquisition onéreuse d'un système d'acquisition acceptant de travailler sur une gamme de fréquence de 80 000 Hz si les vitesses de rotation du parc machines n'excèdent pas 3 000 tr/mn, ou si la bande passante du capteur utilisé n'est pas en adéquation avec la cinématique de chaque machine surveillée, ou encore si on n'étend pas le champ d'investigation à l'analyse des signaux tachymétriques ?

Lorsque les précautions de mesures édictées au chapitre 6 sont respectées, la qualité des mesures dépend de ces choix et de cette cohérence, et sans la qualité de ces mesures (soit parce qu'elles sont erronées soit parce qu'elles sont incomplètes), aucun diagnostic ne peut être fiable.

À retenir

C'est l'ensemble de la chaîne qui fait la qualité de la mesure et sans qualité de mesures, il ne peut exister de surveillance fiable et de diagnostics pertinents.

4 • DIFFÉRENTES STRATÉGIES DE SURVEILLANCE : DU DÉPISTAGE AU DIAGNOSTIC

Initialement destinée à permettre l'arrêt d'une machine avant qu'elle ne subisse des dégradations importantes, la surveillance vibratoire des machines est maintenant devenue le pilier d'une nouvelle stratégie de maintenance : *la maintenance préventive conditionnelle*, qui s'appuie sur l'évolution d'indicateurs objectifs représentatifs de l'état réel de chaque machine et non sur les durées de vie statistiques des différents organes la constituant.

Dans ce concept de maintenance, la surveillance doit non seulement remplir sa fonction initiale « de sécurité » mais surtout permettre la détection précoce de défauts et d'en suivre l'évolution dans le temps. La détection des défauts à un stade précoce offre la possibilité de planifier et de préparer les interventions nécessaires en les intégrant, si possible, dans les arrêts procédés ou en provoquant des arrêts programmés à des moments opportuns, en fonction notamment des impératifs de production.

Cependant, si la **détection** à un stade précoce d'un défaut et le suivi de son évolution présentent déjà un grand intérêt, l'exploitant ou l'ingénieur de maintenance désire de plus en plus connaître la nature du défaut et sa gravité pour prendre une décision. Il lui est en effet impératif, dans un contexte industriel difficile où la disponibilité de l'outil de production, l'absence de stock et la réduction des coûts sont des objectifs stratégiques, de connaître de manière précise l'état du parc de machines dont il doit gérer la disponibilité et assurer la maintenance. La réponse à ces nouvelles exigences est du ressort du **diagnostic**, qui assure dans ce contexte le passage d'une politique de **maintenance préventive conditionnelle** à une **politique de maintenance prévisionnelle**.

4.1 La surveillance par suivi d'indicateurs sélectionnés

4.1.1 Notions de seuil et d'indicateur

La détection d'anomalies affectant une machine nécessite de procéder, au préalable, au choix d'un certain nombre d'indicateurs plus ou moins élaborés dont l'évolution dans le temps est significative de l'apparition d'une anomalie et de son aggravation. À chaque indicateur est associé un seuil dont la valeur dépend de la nature du défaut et de la machine surveillée d'une part et de ses conditions de fonctionnement (vitesse de rotation et charge) d'autre part. Tout dépassement de seuil doit déclencher la mise en œuvre d'une procédure préalablement définie, comprenant un certain nombre d'opérations déterminées en fonction du taux de dépassement : validation de l'alarme, recherche d'un diagnostic plus élaboré, modification de la périodicité et du type de suivi, programmation d'une action corrective, arrêt immédiat de l'installation...

À retenir

En corollaire, définir un seuil signifie que tant que la valeur de l'indicateur qui lui est associé n'excède pas la valeur de ce seuil, l'installation est considérée en bon état et aucune investigation complémentaire ou intervention corrective n'est à envisager. Choisir un indicateur ou un ensemble d'indicateurs et en suivre l'évolution dans le temps signifie donc implicitement que, de manière délibérée, on ne surveille que les anomalies dont l'apparition ou l'aggravation ont une incidence sur la valeur du ou des indicateurs retenus.

Autrement dit, on assume le risque que l'apparition d'une anomalie, non envisagée au préalable et n'influant sur aucun des indicateurs choisis, ne soit pas révélée.

La détection des anomalies à un stade précoce nécessite :

- de procéder en premier lieu à une analyse des modes de défaillances des installations à surveiller et à une estimation de leur fréquence d'apparition en tenant compte des spécificités d'exploitation,
- de connaître les manifestations dynamiques (vibrations, fluctuations de couple...) des défauts susceptibles d'affecter les différents organes qui la constituent,
- de choisir les indicateurs les plus sensibles aux défauts retenus dans le programme de surveillance,

- de choisir un seuil associé à chaque indicateur en fonction de la nature du défaut et de la vitesse de rotation de la ligne d'arbres susceptible d'être affectée.

La fiabilité d'une surveillance et son **coût** dépendent du choix :

- des couples **indicateurs-seuils**, donc du mode de traitement des signaux délivrés par les capteurs,
- du type de capteurs utilisés (accéléromètres, capteurs de déplacement relatif, capteurs de courant, capteurs de vitesse angulaire...),
- du nombre de points de mesure sélectionnés (un point par organe, un point par palier, deux à trois points de directions différentes par palier, points supplémentaires sur la structure) pour représenter et suivre l'évolution du comportement vibratoire de l'installation,
- du mode d'acquisition des données, qui peut être continu ou périodique, et dans ce dernier cas, de la périodicité de collecte retenue (hebdomadaire, mensuelle, trimestrielle...).

Selon la complexité de la machine surveillée, son caractère plus ou moins « stratégique » pour la production, les défauts dont on a décidé de détecter l'apparition et de suivre l'évolution et la fiabilité désirée, différents modes de surveillance peuvent être choisis.

Il s'agira notamment du suivi :

- de l'évolution d'indicateurs scalaires larges bandes, dit en « niveau global NG »,
- d'indicateurs scalaires bandes étroites,
- de l'évolution d'images spectrales (spectre, zoom, cepstre, spectre de fonction de modulation...),
- d'indicateurs typologiques (on appelle indicateur « typologique » un indicateur scalaire ou une image spectrale sensible à une gamme de défauts très peu étendue présentant des manifestations dynamiques typiques comme l'amplitude efficace de l'ordre 1 de la fréquence de rotation pour suivre l'évolution du déséquilibre ou des ordres 2 et 3 de la fréquence de rotation pour suivre l'évolution du lignage).

4.1.2 Surveillance par suivi d'indicateurs scalaires « larges bandes » dite en « niveau global »

Le mouvement vibratoire global induit par le fonctionnement normal ou anormal de la machine est caractérisé ici par un ou plusieurs indicateurs dont

l'évolution sera suivie de manière périodique ou continue. Ce type de suivi permet ainsi de connaître l'état vibratoire de la machine et d'en surveiller l'évolution, sans pouvoir bien souvent déterminer avec précision la cause de la vibration (par exemple un balourd ou un désalignement).

Ces indicateurs représentent le plus souvent l'amplitude efficace (et parfois l'amplitude crête) du signal vibratoire (accélération, vitesse ou déplacement), mesurée **toutes fréquences confondues**, dans une plage très étendue, souvent dans la bande passante de l'appareil de mesure ou dans une bande fréquentielle normalisée. L'indicateur vibratoire NGV [10-1 000 Hz] (Amplitude efficace de la vitesse vibratoire mesurée dans la bande fréquentielle [10-1 000 Hz]) est un des indicateurs de surveillance le plus utilisé.

En **surveillance périodique systématique**, ce suivi parfois sommaire et destiné au dépistage des défauts les plus évidents ne nécessite généralement qu'un appareillage simple et bon marché. Il est utilisé principalement pour identifier les machines d'un parc qu'il va falloir surveiller plus étroitement par des mesures rapprochées ou pour lesquelles un diagnostic plus précis s'avérera nécessaire.

Ce suivi est également souvent utilisé en **surveillance continue** des machines tournant très rapidement afin de les stopper avant avarie grave ou accident. On utilise alors généralement des appareils simples installés à poste fixe à proximité de chaque machine.

À noter

Un indicateur scalaire large bande est sensible aux manifestations vibratoires d'une gamme de phénomènes dynamiques très étendue puisqu'il représente l'énergie vibratoire totale induite dans la bande fréquentielle considérée par l'ensemble des forces dynamiques « normales » et « anormales » dont la machine peut être le siège. De ce fait, son efficacité est souvent mise en cause par l'effet de masque.

■ Danger de l'effet de masque

L'effet de masque est l'écueil le plus sérieux de ce mode de surveillance, écueil qui en limite considérablement le domaine d'utilisation et la fiabilité. En effet, la mesure étant « globale », l'énergie vibratoire mesurée est la somme de toutes les énergies vibratoires induites par les forces dynamiques « normales » et « anormales » dont la machine est le siège. Si NGN représente l'amplitude efficace de la contribution vibratoire des forces dynamiques induites par le fonctionnement normal de la machine et NGD celle induite par l'ensemble

des défauts ou dysfonctionnements, l'amplitude efficace NG mesurée sera égale à :

$$NG = \sqrt{NGN^2 + NGD^2} = \sqrt{NGN^2 \left[1 + \left[\frac{NGD}{NGN} \right]^2 \right]} = NGN \sqrt{1 + \left[\frac{NGD}{NGN} \right]^2}$$

Cette relation montre que pour qu'un indicateur large bande soit sensible à l'apparition d'un défaut, il faut que l'énergie vibratoire induite par ce dernier soit significative devant celle induite par le fonctionnement normal de la machine, ce qui n'est hélas pas toujours le cas. En effet, des phénomènes normaux liés au procédé de fabrication ou certaines fonctions mécaniques et électromécaniques courantes telles que la compression d'un gaz ou d'un fluide, l'engrènement d'un train d'engrenages portés par des arbres à vitesses de rotation élevées, le flux d'entrefer dans un moteur ou un alternateur, peuvent induire en absence d'anomalie une énergie vibratoire très largement prépondérante devant celle susceptible d'être induite par une dégradation avancée d'un roulement, un jeu de palier, un déséquilibre ou un désalignement et, de ce fait, masquer complètement leur apparition.

D'autre part, si d_i représente l'amplitude efficace des manifestations vibratoires induites par un défaut donné i affectant une machine, l'amplitude efficace totale NGD induite par l'ensemble des défauts affectant cette dernière est alors égale à :

$$NGD = \sqrt{d_1^2 + d_2^2 + \dots + d_i^2 + \dots + d_n^2}$$

Cette relation permet de dégager deux autres principes fondamentaux :

- l'amplitude efficace globale NGD induite par l'ensemble des défauts affectant une machine est très proche de celle correspondant au défaut qui induit l'énergie vibratoire la plus élevée. Or, on ne doit pas oublier que cette dernière ne dépend pas uniquement de la gravité du défaut mais qu'elle est avant tout fortement conditionnée par sa nature (déséquilibre, désalignement, jeux, écaillages...) et par la vitesse de rotation de la ligne d'arbres affectée.
- l'apparition d'un nouveau phénomène (normal ou nuisible) ne sera détectable que si son énergie vibratoire est significative devant celle induite par les défauts existant précédemment.

L'exemple décrit un peu plus loin met en évidence ce danger de l'effet de masque dans le suivi en mode global « large bande » qui privilégie le dépistage de défauts induisant des vibrations de grande amplitude au détriment

des défauts qui induisent des vibrations d'amplitude plus faible, mais dont la gravité peut être parfois au moins aussi importante.

Il montre aussi combien il est difficile, avec ce type de suivi, de déterminer les seuils d'intervention. On voit en effet que si l'on arrêta la machine à un seuil de 4 mm/s, elle pourrait être fréquemment stoppée pour des problèmes peu importants de balourd et, en revanche, ne pas l'être pour le problème du roulement, bien que celui-ci présente des signes proches de la casse.

Exemple

La valeur de l'indicateur du niveau global en mode vitesse NGV d'un des paliers d'une moto-soufflante (figure 4.1) est de 3,24 mm/s. Ce niveau global est en réalité composé de la façon suivante :

$$\text{NGV} = \sqrt{3,0^2 + 0,5^2 + 1,0^2 + 0,5^2} = 3,24 \text{ mm/s}$$

(3,0 mm/s) représentant un déséquilibre

(0,5 mm/s) représentant un désalignement

(1,0 mm/s) représentant un effort d'engrènement

(0,5 mm/s) représentant un écaillage affectant la bague interne du roulement du palier turbine.

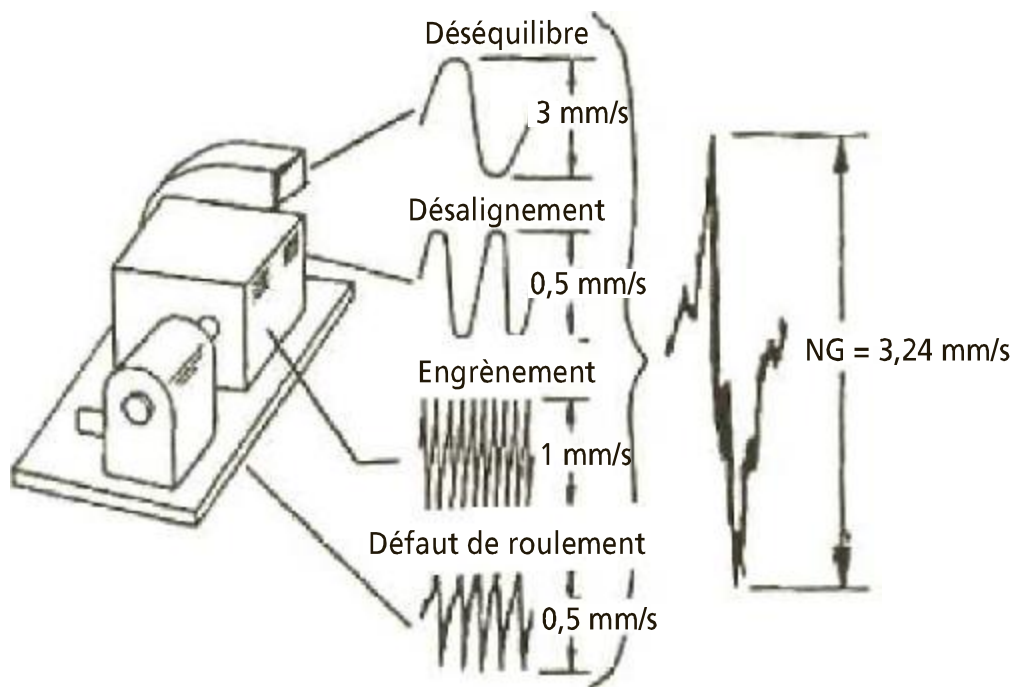


Figure 4.1 – Effet de masque lié à la mesure d'un indicateur scalaire large bande

Une augmentation de 30 % du niveau vibratoire induit par le déséquilibre donnerait :

$$\text{NGV} = \sqrt{3,9^2 + 0,5^2 + 1,0^2 + 0,5^2} = 4,08 \text{ mm/s}$$

et se traduirait par une augmentation de 26 % de la valeur de l'indicateur NGV pour l'apparition d'une anomalie jugée d'une faible gravité, alors que le triplement de l'amplitude donnée par l'extension des écaillages affectant la bague interne du roulement donnant les valeurs suivantes :

$$\text{NGV} = \sqrt{3,0^2 + 0,5^2 + 1,0^2 + 1,5^2} = 3,53 \text{ mm/s}$$

se traduirait donc seulement par une augmentation de 9 % de la valeur de l'indicateur NGV. Pourtant, le remplacement du roulement du palier considéré devrait être effectué dans les plus brefs délais.

On voit dans cet exemple que, du fait de l'effet de masque, seule une augmentation du déséquilibre de la turbine aura un impact significatif sur la valeur de l'indicateur NGV alors qu'un défaut de roulement ou d'engrenage risque d'être complètement masqué par le déséquilibre initial de la turbine qui reste néanmoins tout à fait acceptable.

L'effet de masque agirait bien sûr tout autant si nous avions pris un niveau global en mode déplacement ou accélération avec cependant, comme nous l'avons vu au chapitre 1, une tendance à favoriser davantage les incidences basses fréquences pour le déplacement et hautes fréquences pour l'accélération.

Remarque

Remplacer l'amplitude efficace par l'amplitude crête dans la définition d'un indicateur modifie sa sensibilité au profit des défauts induisant des forces impulsionnelles (écaillages, jeux, desserrages...). Le facteur de crête généré par ce type de défauts est très supérieur à celui engendré par les défauts induisant des forces sinusoïdales (balourd, désalignement...) qui, comme nous l'avons vu au chapitre 1, est voisin de $\sqrt{2}$.

■ Comment améliorer la fiabilité de ce mode de surveillance ?

1. Tout d'abord en excluant de son champ d'application les installations :

- constituées de plusieurs lignes d'arbres dont les vitesses de rotation diffèrent notablement les unes des autres,
- induisant en fonctionnement normal une énergie vibratoire élevée à large spectrale étendue (compresseurs à vis, surpresseurs de type Roots, compresseurs à pistons...).

Restent donc dans le champ d'application de ce mode de surveillance les installations à chaîne cinématique simple constituées d'une seule ligne d'arbres ou de deux lignes d'arbres entraînées par poulies courroies avec un rapport de

transmission compris entre 0,5 et 2 (groupes moto pompes, groupes moto ventilateurs, centrifugeuses...).

2. En augmentant le nombre d'indicateurs scalaires larges bandes pour décrire le comportement vibratoire : il faut choisir des indicateurs de sensibilités différentes selon la forme du signal (amplitude efficace, amplitude crête, facteur de crête, kurtosis, indicateurs brevetés « défauts de roulements »...) ou son contenu fréquentiel (accélération, vitesse ou déplacement).

3. Nous avons vu aux chapitres 1 et 2 que l'intégration du signal délivré par un accéléromètre permet d'obtenir la vitesse et le déplacement et que ces opérations d'intégration se traduisent dans le domaine spectral par un filtrage passe-bas du signal « accélération ». Ainsi, l'utilisation combinée des indicateurs NGA (Niveau Global Accélération), NGV (Niveau Global Vitesse) et NGX¹ (Niveau Global Déplacement), et d'un indicateur de forme (facteur de crête, kurtosis, indicateur breveté...) permet d'atténuer certaines conséquences désastreuses de l'effet de masque en compensant, par exemple, le manque ou l'absence de sensibilité de l'indicateur NGV aux défauts dont les manifestations vibratoires énergétiques prépondérantes se situent à des ordres élevés (engrènement, roulement...) ou faibles (déséquilibre, frottement, instabilité...) de la fréquence de rotation.

À retenir

Cette technique de surveillance, encore très largement utilisée en dépit des problèmes qu'elle soulève, présente, dans la mesure où son champ d'utilisation est restreint à la surveillance des installations à chaîne cinématique simple, un certain nombre d'avantages liés :

- à son faible coût de mise en œuvre, qui ne nécessite ni investissement coûteux en matériel, ni formation importante, ni niveau de qualification élevé,
- au fait que, en dépit de sa faible fiabilité en cas de non-respect des règles précédemment énoncées, elle peut permettre d'éviter près des deux tiers des pannes, ce qui peut présenter, dans beaucoup de situations, un excellent résultat pour des machines peu stratégiques, aux regards des investissements et des charges engagés.

4.1.3 Surveillance par suivi d'indicateurs scalaires « bandes étroites » dite par « bandes de fréquences »

Pour minimiser les dangers que présentent les effets de masque inhérents à la surveillance par indicateurs scalaires « larges bandes », de nombreux produits

1. Il faut veiller à ne pas confondre le NGX avec le NGD (Niveau Global Défaut).

offrent la possibilité de mesurer ou de calculer ces indicateurs scalaires dans plusieurs bandes de fréquences définies par l'utilisateur, d'en suivre l'évolution et d'associer à chacun d'eux des seuils.

Ces possibilités permettent à l'utilisateur :

- de définir des indicateurs et des seuils dont les sensibilités sont beaucoup mieux adaptées à la nature de chaque défaut qu'il souhaite surveiller,
- de réduire, voire d'éliminer, les effets de masque induits par le fonctionnement « normal » de l'installation à surveiller.

Exemple

Reprenons l'exemple de la moto-soufflante (figure 4.1). Nous pouvons définir :

- un indicateur mesuré sur une plage basses fréquences et donc sensible aux défauts dont les manifestations vibratoires prépondérantes se situent aux tous premiers ordres de la fréquence de rotation (déséquilibre, désalignement...) ;
- un indicateur mesuré sur une plage moyennes fréquences, sensible aux défauts dont les manifestations vibratoires prépondérantes se situent à des ordres de la fréquence de rotation beaucoup plus élevés (défauts d'engrènement, passage des pales du ventilateur...) ;
- un indicateur mesuré en hautes fréquences sensible aux défauts de type chocs comme l'écaillage d'un roulement.

On voit bien qu'avec le découpage en trois bandes de fréquences, on a nettement diminué l'effet de masque, même s'il y a encore risque de confusion entre balourd et désalignement en basses fréquences et engrènement/passage des pales en moyennes fréquences.

Il est facile de conclure, au vu de cet exemple, que l'amélioration de la fiabilité de la surveillance découle directement de la multiplication du nombre d'indicateurs, en particulier en multipliant le nombre de bandes de fréquences de façon circonstanciée en fonction de la complexité cinématique de la machine surveillée et selon deux approches :

- L'approche purement « **Énergétique** », qui consiste à décomposer la bande passante du système d'acquisition en un certain nombre de bandes étroites adjacentes et à mesurer l'amplitude efficace du signal dans chacune d'elles avant d'en suivre l'évolution.
- L'approche « **Typologique** », qui consiste à définir des indicateurs et des bandes de fréquences en relation très étroite avec les manifestations vibratoires des différentes forces dynamiques dont la machine peut être le siège.

La mise en œuvre de l'approche « énergétique » reste extrêmement simple et n'exige ni formation importante, ni un niveau de qualification élevé. Sa

fiabilité sera toujours susceptible d'être altérée par l'effet de masque chaque fois que subsistera, dans la bande fréquentielle de définition d'un indicateur, la possibilité de cohabitation de composantes vibratoires correspondant à plusieurs défauts de nature différente ou intrinsèque au fonctionnement « normal » de la machine. Elle dépend donc directement du choix du nombre de bandes fréquentielles et de leur largeur.

Ce mode de surveillance, s'il présente un degré de fiabilité nettement supérieur à celui de la surveillance par simples indicateurs scalaires larges bandes, a un champ d'application qui reste cependant toujours limité aux installations à chaîne cinématique simple. Il permet une détection beaucoup plus précoce de l'apparition de défaut, mais ne donne, du moins sous sa forme primaire, que peu d'informations sur leur nature et, de ce fait, sur leur gravité. L'augmentation du nombre d'indicateurs peut avoir un impact très important sur les coûts de collectes et d'exploitation. Les considérations techniques dans le choix d'un système de collecte évoquées au chapitre 3 joueront ici un rôle important.

L'approche typologique est nettement plus complexe puisqu'elle nécessite une connaissance complète :

- de la cinématique de chaque machine,
- des modes de défaillance de chaque organe la constituant,
- des manifestations dynamiques et vibratoires de ces derniers.

Sa mise en œuvre reste simple mais exige une formation importante. La fiabilité de la surveillance est en relation directe avec les compétences et l'expérience de celui qui a effectué l'analyse des risques, défini les indicateurs et établi les signatures initiales.

4.1.4 Suivi d'évolution d'images spectrales par comparaison avec un gabarit

Cette technique de dépistage consiste à comparer le spectre vibratoire issu de chaque mesure avec le spectre de référence de la machine surveillée, obtenu dans des conditions identiques, à un moment où l'état de l'installation a pu être considéré comme satisfaisant. Bien souvent, ce spectre de référence ou signature est remplacé par un gabarit ou un masque de référence fixant les limites acceptables dans la dérive des fréquences (dus généralement à une légère variation de la vitesse de rotation) et dans l'accroissement des amplitudes. Tout changement significatif du nouveau spectre se traduit par un débordement du gabarit, qui déclenche l'alarme comme nous le montre la figure 4.2.

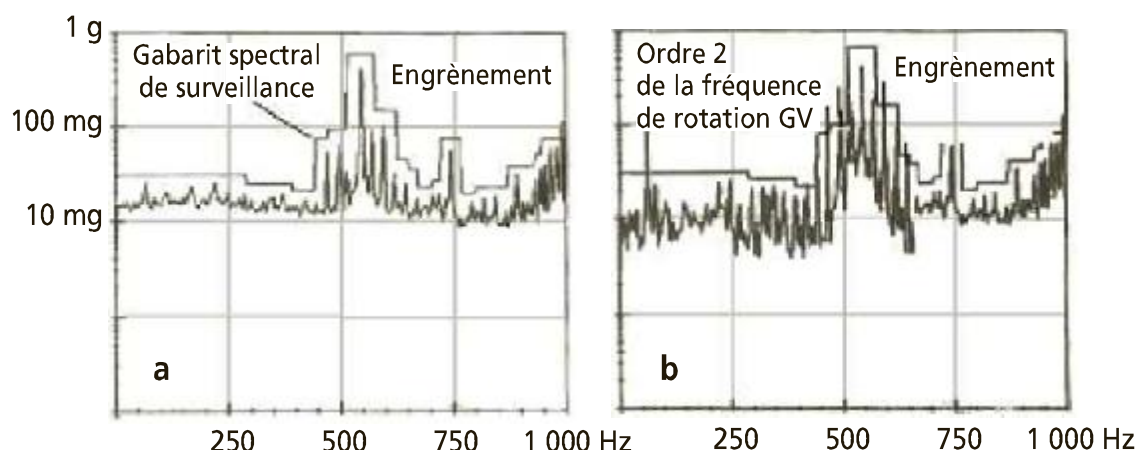


Figure 4.2 – Surveillance par suivi d'évolution spectrale avec déclenchement d'alarme par dépassement de gabarit.

La figure 4.2 a représente le spectre de référence ([0-1 000 Hz] ; 400 lignes) et le gabarit pris au droit du palier à la sortie du multiplicateur de la moto-soufflante (§ Danger de l'effet de masque). La figure 4.2 b représente le spectre pris au même endroit après apparition d'un désalignement entre les arbres du multiplicateur et de la turbine. L'évolution très nette de la raie qui caractérise ce défaut dont la fréquence correspond à deux fois la fréquence de rotation de la turbine ($2 f_r = 80$ Hz) est facilement mise en évidence par le dépassement du gabarit tout comme la forte évolution de la distribution d'amplitudes des bandes latérales de modulation associées à la composante d'engrènement. L'évolution de l'indicateur NGV induite par l'augmentation de l'amplitude de la composante d'ordre 2 de la fréquence de rotation GV est très faible à cause de l'effet de masque dû à l'engrènement. Cet exemple illustre bien la performance de la surveillance par suivi d'évolution spectrale et dépassement de gabarit qui permet d'éliminer les effets de masque dans la mesure où la résolution d'analyse choisie est en adéquation avec la cinématique de la machine surveillée et les manifestations dynamiques des défauts recherchés.

On voit en effet sur cette figure que l'évolution très nette de la raie correspondant à deux fois la fréquence de rotation de la soufflante ($2 f_r = 80$ Hz) est facilement mise en évidence par le dépassement du gabarit, alors que l'évolution du niveau global reste très faible et que le découpage en bandes de fréquences ne permettrait vraisemblablement pas de déterminer si le défaut est dû à un déséquilibre du rotor (f_r) ou à un désalignement ($2f_r$).

Cependant, si les évolutions technologiques (chapitre 3) permettent de calculer un spectre et son gabarit avec un nombre de lignes spectrales très élevé

(>> 6 400 lignes), sa lisibilité graphique pour la bande fréquentielle dans laquelle il a été calculé reste néanmoins souvent mauvaise et les évolutions peuvent être visuellement difficiles à identifier. Il est facile de contourner ce problème en associant aux gabarits non pas un spectre unique à très haute résolution dont l'étendue correspondrait à la bande passante de la chaîne d'acquisition mais plusieurs images spectrales adaptées aux manifestations vibratoires des forces dynamiques dont la machine peut être le siège, en présence ou non de défauts.

Empiriquement, on pourra souvent choisir comme découpage, pour la plupart des machines stratégiques :

- un spectre basses fréquences BF dont l'étendue sera limitée aux dix premiers ordres de la fréquence de rotation et dont le nombre de lignes sera suffisamment élevé pour séparer les ordres de la fréquence de rotation des ordres de la fréquence du courant d'alimentation dans le cas d'un moteur asynchrone ou à courant continu, ou pour séparer les premiers harmoniques des fréquences de rotation des différentes lignes d'arbres constituant l'installation,
- un spectre basses et moyennes fréquences BF/MF dont l'étendue sera limitée aux dix premiers ordres de la fréquence de défaut de roulement la plus élevée (la fréquence de défaut de bague interne),
- un spectre hautes fréquences HF dont l'étendue correspondra à la bande passante de la chaîne d'acquisition. Il est destiné à suivre les évolutions énergétiques des réponses à des excitations périodiques ou aléatoires des modes hautes fréquences de paliers, bagues de roulement ou de denture,
- des zooms centrés autour des principales composantes cinématiques de la machine (fréquence de rotation, fréquence d'engrènement, fréquence de passage de pales, d'encoches...) destinés à suivre les évolutions des distributions d'amplitudes des bandes latérales de modulation associées.

Certains produits offrent la possibilité de regrouper les spectres BF, MF et HF de résolutions différentes en un spectre unique représenté avec une échelle fréquentielle logarithmique par **concaténation** ou par transformation de plusieurs spectres à résolutions constantes en un spectre dont la résolution est alors inversement proportionnelle à la fréquence (**spectre PBC**, figure 4.3).

Qu'il soit effectué à partir de plusieurs spectres ou bien à partir d'un spectre PBC ou concaténé, le suivi de la forme spectrale des indicateurs par comparaison avec un gabarit est plus fin et plus fiable que les deux techniques précédemment étudiées, **sous réserve d'une constance des conditions de fonctionnement de la machine, notamment en ce qui concerne sa vitesse de rotation, celle-ci conditionnant la superposition des fréquences.**

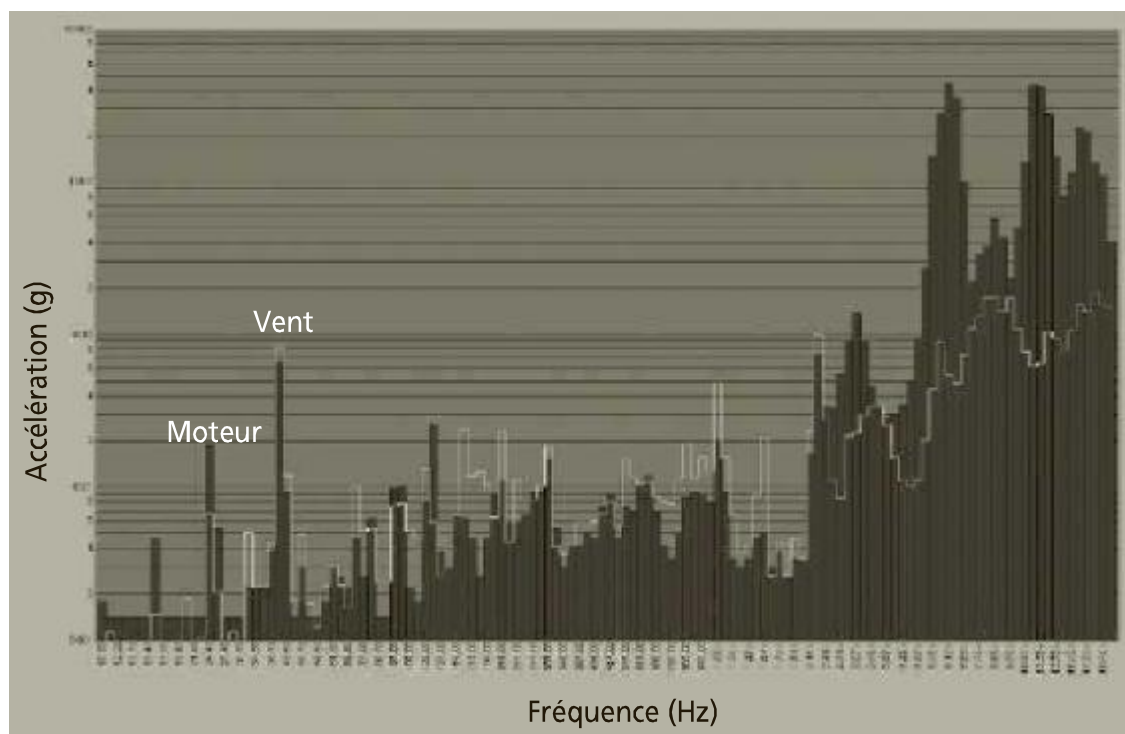


Figure 4.3 – Dépistage à l'aide du suivi de la forme spectrale des indicateurs par comparaison avec un spectre PBC (pourcentage de bande constant). Ici, une seule image permet de suivre l'évolution vibratoire sur une plage étendue de fréquences (0-20 000 Hz) alors qu'il aurait fallu plusieurs spectres à résolution constante pour obtenir une représentation équivalente.

Ce suivi permet généralement d'éviter que l'apparition et l'évolution de nouveaux pics puissent passer inaperçues, pour peu que la résolution choisie pour le gabarit soit en rapport avec la fiabilité désirée. Il peut permettre également le suivi de l'évolution de ces défauts après dépistage, avec l'adaptation du gabarit à l'indicateur spécifique de la surveillance envisagée. Il ne permet cependant pas toujours d'observer les bandes latérales de modulation réparties autour d'une composante cinématique. L'apparition de ces bandes latérales de modulation est souvent beaucoup plus significative que l'augmentation de l'amplitude de la composante modulée, alors que l'apparition de ces bandes latérales de modulation gêne l'augmentation de l'amplitude de la composante modulée. Notons à ce sujet sur la figure 4.2 b, l'apparition de nombreux pics autour de la fréquence d'engrènement du multiplicateur (560 Hz). Il s'agit de bandes latérales de modulation de l'engrènement traduisant un matage de la clavette de fixation de la roue menace. Ce défaut n'est pas mis en évidence

par le suivi de la forme spectrale (résolution d'analyse insuffisante). De même, le suivi d'évolution d'images par gabarits spectraux n'élimine le risque d'effet de masque que s'il ne subsiste aucune possibilité de cohabitation de plusieurs composantes dans la bande d'analyse si étroite soit-elle. L'élimination de ce risque, qui peut fortement entacher la fiabilité de toute surveillance, nécessite donc au préalable d'établir la fiche cinématique précise de chaque machine, de connaître les manifestations dynamiques de chaque défaut susceptible de l'affecter (*cf.* chapitre 6) et de choisir les résolutions spectrales adaptées (*cf.* chapitre 2). L'adjonction du suivi par gabarits de paramètres complémentaires bien ciblés comme le cepstre et la fonction de démodulation que nous verrons plus loin ne peut être qu'un plus dans la recherche d'une bonne fiabilité de surveillance.

4.1.5 Indicateurs dédiés à la surveillance des défauts induisant des forces impulsionnelles (« indicateurs de défauts de roulements »)

Nous avons vu au premier chapitre que les défauts, induisant des forces impulsionnelles, engendraient des vibrations de même type. La plupart des défauts affectant notamment les roulements (écaillage, indentation, manque de graisse, jeux internes trop importants...) sont de cette nature. Comme il s'agit généralement de chocs périodiques ou aléatoires de très courte durée, l'étendue spectrale peut atteindre plusieurs centaines de kilohertz. Cependant, l'énergie vibratoire induite, au lieu d'être uniformément répartie comme celle de la force excitatrice, se trouve au contraire concentrée dans des bandes fréquentielles étroites centrées autour des fréquences propres des différents organes constituant la machine.

Comme ces fréquences se situent en hautes fréquences, l'accélération sera la grandeur physique à privilégier pour représenter les réponses de ces modes. Afin d'isoler ces phénomènes vibratoires (**généralement induits par des défauts de roulements, mais aussi par des écaillages de dentures sur engrenages, des jeux de paliers ou de clavettes, des défauts de serrage...**) de l'ensemble des autres phénomènes plus ou moins sinusoïdaux générés par le fonctionnement d'une machine, on pourra aussi utiliser des indicateurs de surveillance larges bandes plus sensibles à la forme du signal qu'à son énergie tels que :

- le facteur de crête,
- le kurtosis,

- les indicateurs mesurés la plage de résonance du capteur,
- les indicateurs définis à partir de l'enveloppe du signal.

■ Le facteur de crête¹

Un **roulement neuf** ou en bon état génère une vibration qui se caractérise par une amplitude efficace (écart type) faible (voir figure 4.4 a) qui croît de manière quasi linéaire avec la vitesse de rotation et un facteur de crête généralement compris entre 3 et 5 dont la mesure présente une mauvaise répétabilité si le temps d'analyse n'est pas suffisamment long. Il s'agit là de deux propriétés classiques d'un signal à distribution d'amplitude gaussienne.

L'altération d'un roulement commence généralement par l'apparition de défauts localisés de faibles dimensions de type piquûres, traces de grippages, écaillage, fissure... Ces défauts localisés génèrent des chocs périodiques de durée très brève qui excitent les modes propres des différents éléments constitutifs du roulement. Le signal vibratoire « accélération » représentant les réponses de ces modes se caractérise par une amplitude crête élevée associée à une amplitude efficace faible à cause de la faible durée des chocs et de leur faible taux de répétition sur un tour. Il en résulte donc une valeur du facteur crête élevée qui dépend essentiellement du rapport entre la fréquence propre du mode prépondérant excité et la fréquence de répétition des chocs (figure 4.4 b).

Cependant, lorsque les altérations deviennent de plus en plus conséquentes, l'amplitude crête de l'accélération reste élevée mais, du fait de l'augmentation importante du nombre de chocs par tour, sa valeur efficace va, elle aussi, devenir élevée, et de ce fait **la valeur du facteur crête va sensiblement diminuer (figure 4.4 c).**

À retenir

Le facteur de crête est donc un indicateur dédié à la détection précoce de défaut de roulement ou de denture. En revanche, lorsque sa valeur est faible, c'est la valeur de l'amplitude efficace qui permet de statuer si le roulement est en bon état (valeur efficace faible) ou en phase terminale de dégradation (valeur efficace très élevée).

1. Définition au chapitre 1.8.1

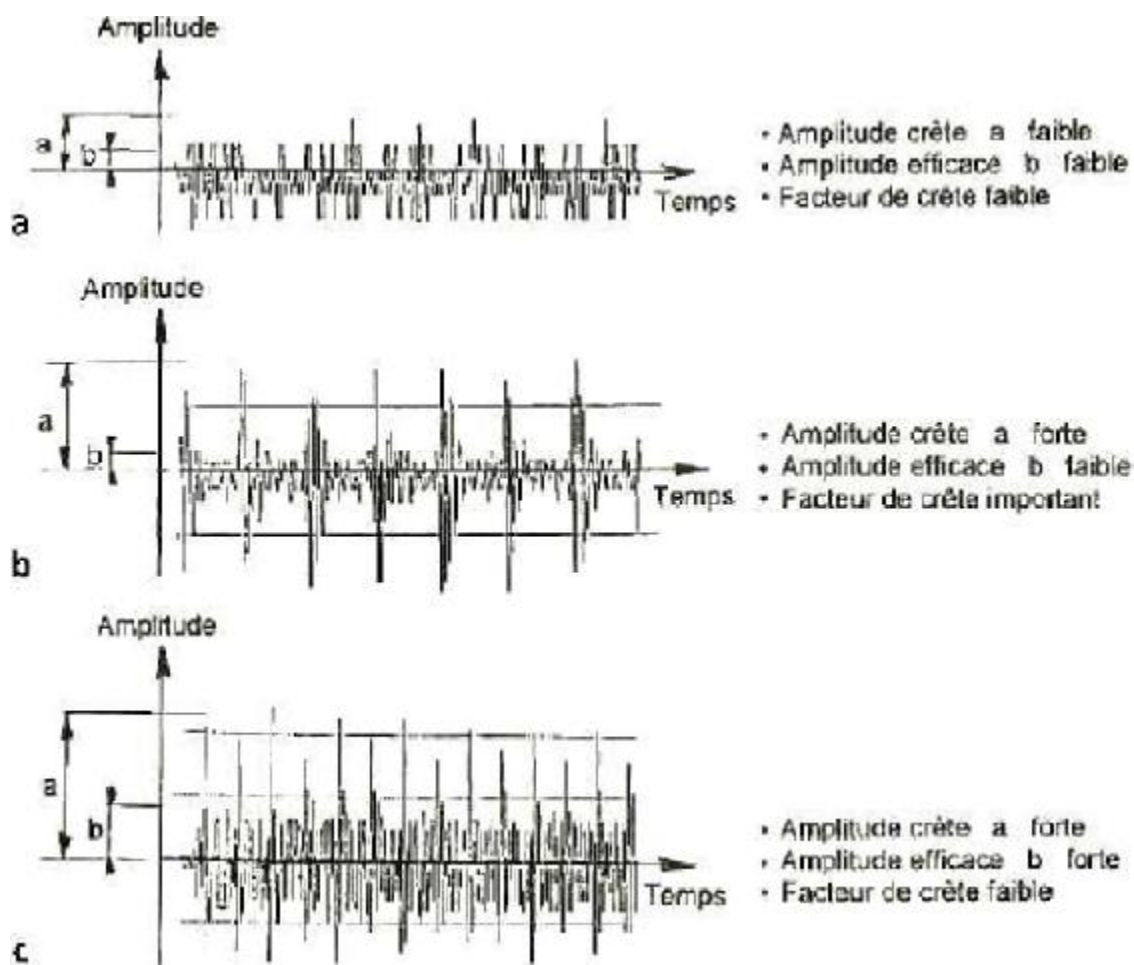


Figure 4.4 – Évolution du facteur de crête en fonction de la dégradation :
a : pour un roulement en bon état ; b : pour un roulement faiblement dégradé ;
c : pour un roulement fortement dégradé.

Tableau 4.1 – Variations du facteur de crête en fonction de l'état du roulement

État du roulement	Facteur de crête	Amplitude efficace
Bon état	Faible < 6	Faible
Faiblement dégradé	Élevé > 6	Faible
Dégradé	Faible < 6	En forte progression
Jeux internes élevés	Élevé > 6	Élevé

■ Le kurtosis¹

Un roulement en bon état (ou paradoxalement dont les pistes sont très fortement dégradées) engendre un signal vibratoire dont la distribution de l'amplitude est « gaussienne » (cf. chapitre 1) avec une valeur du kurtosis K voisine de 3 et dont la mesure présente une excellente répétabilité (figure 4.5 a). Pour un roulement en phase de dégradation, présentant des écaillages, des indentations ou des jeux importants, l'allure de la distribution de l'amplitude du signal n'est plus gaussienne et la valeur du kurtosis K devient alors nettement supérieure à 3 (figure 4.5 b).

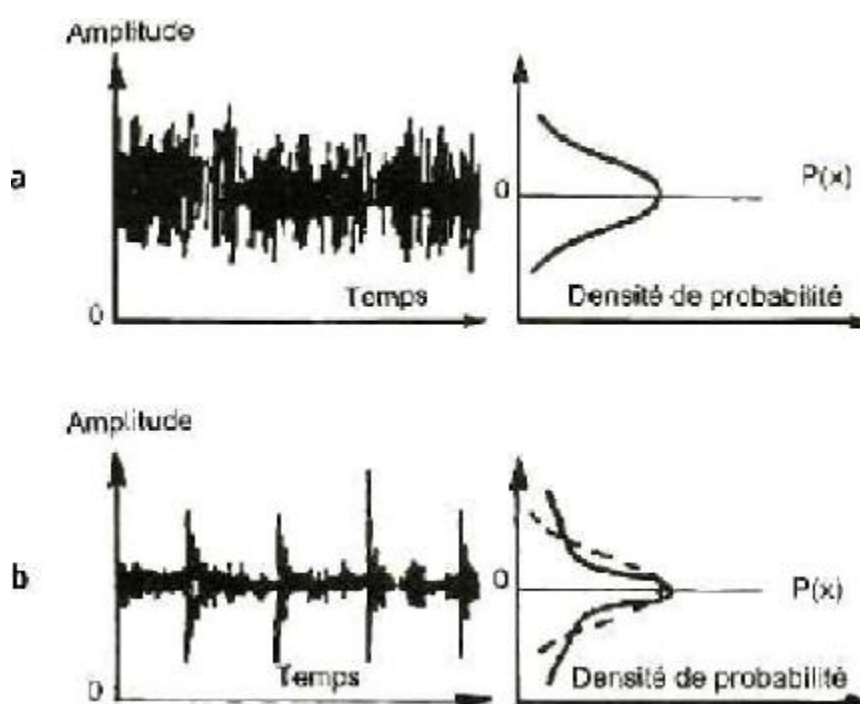


Figure 4.5 – Signal temporel et distribution de l'amplitude.
a – pour un roulement en bon état ; b – pour un roulement dégradé.

Dans la pratique, on calcule le kurtosis pour plusieurs bandes de fréquences. En fonction de l'évolution de la dégradation, le défaut va générer des chocs qui vont exciter des modes propres dont les fréquences se situent dans des plages de fréquences différentes et dont les réponses peuvent véhiculer des informations complémentaires.

1. Définition au chapitre 1.8.2

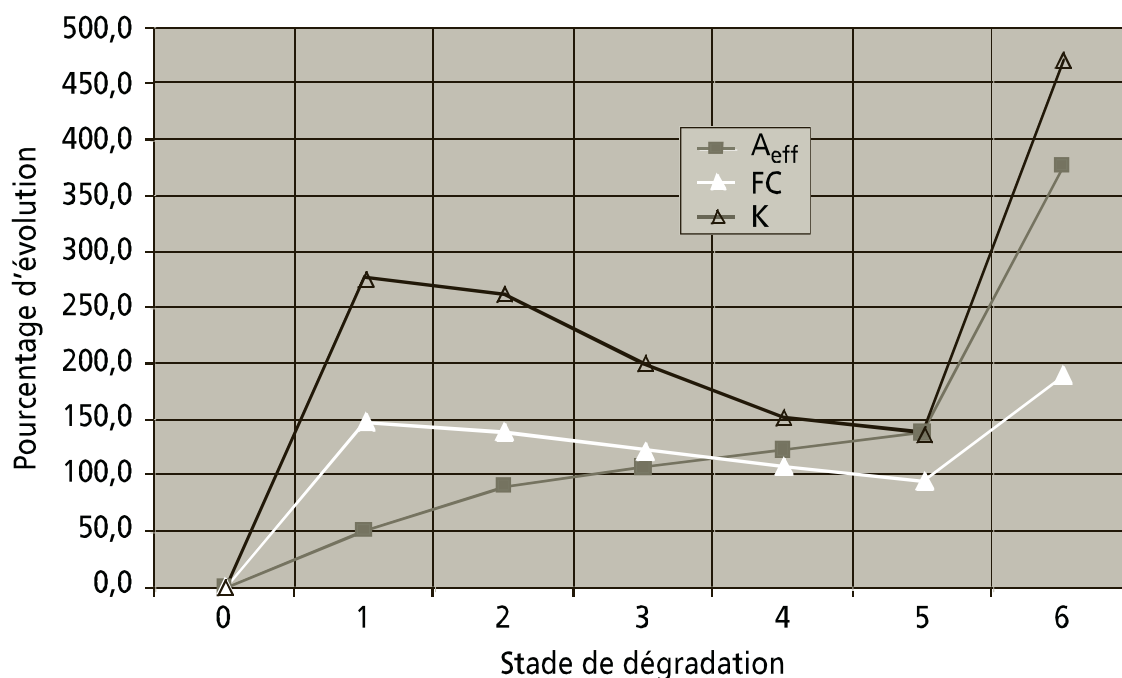


Figure 4.6 – Profil d'évolution des indicateurs A_{eff} , FC et K dans le cas d'une dégradation d'un roulement par écaillage. Ce diagramme montre la très grande sensibilité du facteur de crête et surtout du kurtosis par rapport à celle de l'amplitude efficace lors de l'apparition du premier écaillage. Tout au long de la phase d'extension des surfaces écaillées, les valeurs du facteur de crête et du kurtosis diminuent sensiblement pour fortement augmenter avec l'augmentation des jeux internes du roulement qui se traduit par des chocs très marqués dont la fréquence de répétition ne correspond plus aux fréquences de défaut de roulement mais à la fréquence de rotation.

À noter

Dans le cas d'une altération importante d'un roulement, l'allure de la distribution de l'amplitude redevient gaussienne avec une valeur de kurtosis voisine de 3 et une valeur efficace (écart type) en forte augmentation. Comme pour le facteur de crête, il y a lieu de tenir compte simultanément des évolutions de ces deux paramètres.

Remarque

Le facteur de crête et le kurtosis ne peuvent prendre des valeurs élevées que si la fréquence de répétition des chocs est très faible devant les fréquences des modes propres de bagues excitées, c'est-à-dire si les réponses des modes excités ont le temps de s'amortir entre deux excitations successives. De cette propriété découle :

L'intérêt, lorsqu'on en a les moyens et lorsqu'elles sont connues, d'éliminer par filtrage les réponses des modes fondamentaux de bagues qui véhiculent des énergies vibratoires importantes et qui risquent de ce fait de masquer les réponses de modes de fréquences beaucoup plus élevées qui véhiculent des énergies beaucoup plus faibles mais aussi des informations beaucoup plus lisibles.

L'insensibilité de ce type d'indicateur pour la surveillance des roulements dont les fréquences de défauts excèdent 500 Hz avec des systèmes d'acquisition traditionnels (bande passante [0-20 kHz à 40 kHz]).

■ Les indicateurs définis dans la plage de résonance du capteur¹

Les défauts de type chocs ont la particularité d'avoir peu d'énergie à leur propre fréquence (qui en général est assez basse) et de répartir cette énergie vibratoire générée par l'onde choc sur un très grand nombre d'harmoniques (multiple de cette fréquence). Ayant un très grand nombre d'harmoniques, il arrive généralement qu'un ou plusieurs harmoniques entrent en concordance avec la fréquence de résonance du capteur qui se situe souvent entre 25 et 50 kHz, loin des fréquences fondamentales des défauts de type sinusoïdal comme balourd et désalignement. C'est l'utilisation de cette **résonance du capteur** qui, amplifiant démesurément l'énergie du signal, déclenche l'alarme. En fonction de l'écart trouvé entre la valeur mesurée et une valeur de référence donnée par le constructeur, ou encore et surtout en fonction de la dérive dans le temps des valeurs mesurées, l'opérateur peut estimer en gros l'état de son roulement.

Selon le type d'appareil utilisé, la technique tient compte ou non de la vitesse de rotation de la machine surveillée, du type et du diamètre du roulement, de la mesure des amplitudes crête et efficace du signal.

Les indicateurs qui portent des appellations propres à chaque fabricant (g/SE, HFD, BCU, SPM, SDT, ...) et utilisent des techniques et des capteurs dont les réponses en résonance sont différentes donnent **des mesures qui ne peuvent en aucun cas être comparées d'un constructeur à l'autre, de même qu'entre deux capteurs de caractéristiques différentes.**

Certains constructeurs utilisent des capteurs spéciaux qui permettent de définir des indicateurs à partir de mesures effectuées en très haute fréquence (SEE technologie SKF, entre 200 et 300 kHz). Plus le signal est capté en haute fréquence, plus l'opérateur a la certitude de s'être affranchi des défauts autres que les chocs de très courte durée. Cependant, à ces hautes fréquences, le moindre petit choc, dû par exemple aux limites d'une tolérance de fabrication

1. cf. chapitre 1.8.3

du roulement, peut exciter la résonance du capteur et déclencher une alerte souvent prématurée. De ce fait, nous ne pouvons conseiller l'utilisation de ces capteurs haute fréquence que pour la surveillance de machines de précision tournant à très grande vitesse comme certaines électrobroches, sous condition, bien sûr, de respecter des conditions de mesures très rigoureuses qui ne peuvent en aucun cas se satisfaire de l'utilisation d'un appareil manuel simplement pointé sur la machine et tenu à la main.

Rappel

Le nombre d'harmoniques constituant le spectre d'un choc périodique est important mais inversement proportionnel à la durée du choc, c'est-à-dire à la durée de contact d'un élément roulant avec le défaut, qui dépend à la fois de la dimension de ce dernier, de la vitesse de rotation et de l'importance de la dégradation. Il découle de cette propriété que l'étendue spectrale des chocs peut être insuffisante pour exciter la résonance du capteur lorsque la vitesse de rotation est trop basse et que, au fur et à mesure de l'accroissement des dimensions de la dégradation (la grosseur de l'écaillage), et donc du temps de passage sur le défaut, le nombre d'harmoniques va diminuer jusqu'à devenir insuffisant pour atteindre la plage de résonance du capteur, faisant ainsi, à tort, sensiblement chuter le niveau de la mesure.

■ Les indicateurs issus de l'enveloppe du signal dite « démodulation d'amplitude globale »¹

Remarque

On a coutume d'appeler « globale » une mesure d'amplitude effectuée sur une plage fréquentielle étendue.

Cette technique de démodulation tirée de l'étude de l'enveloppe du signal (figures 4.7 a et 4.7 b) présente un avantage important par rapport aux techniques de mesure dans la plage de résonance du capteur. Dépendant seulement de la plage de fréquences choisie, cette technique donne des résultats indépendants du type et de la marque du capteur, résultats qui pourraient même être identiques d'un appareil de mesure à l'autre si les constructeurs utilisaient exactement les mêmes techniques de traitement du signal. Ce signal est généralement pris en mode accélération mais les valeurs mesurées (g env.) ne représentent que la valeur de l'amplitude de l'enveloppe et non

1. Principe au chapitre 1.8.4

pas l'amplitude du signal entier. Elle n'est donc significative que si l'enveloppe émerge bien du bruit de fond.

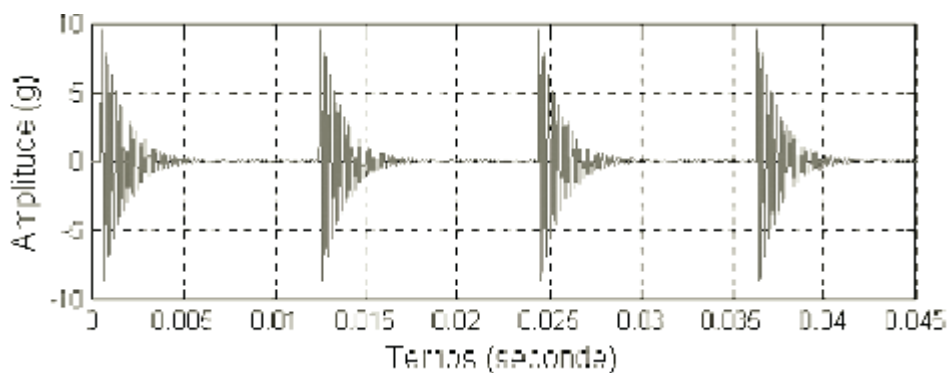


Figure 4.7 a – Réponse d'un mode à une excitation impulsionnelle périodique.

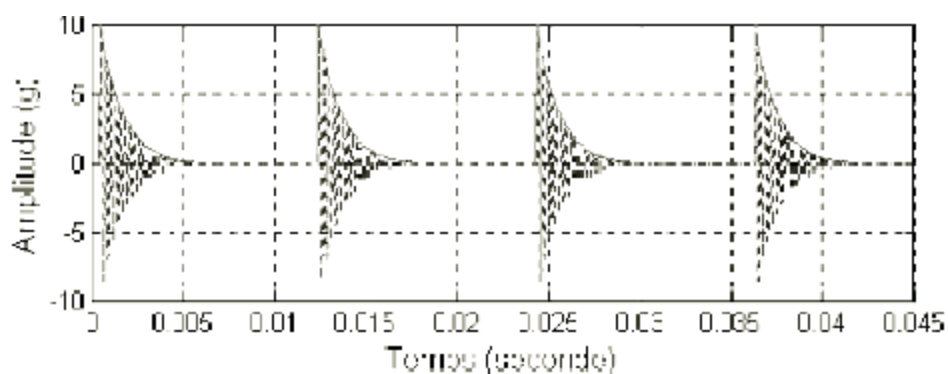


Figure 4.7 b – Enveloppe de la réponse d'un mode à une excitation impulsionnelle périodique. Passé au travers d'un démodulateur, le signal gardé ne représente plus que l'enveloppe du signal dont la périodicité correspond à la modulation.

L'utilisation de ce type d'indicateurs présente des avantages, des inconvénients et, bien sûr, des limites d'utilisation.

□ Avantages

- La grande sensibilité de ces indicateurs à l'ensemble des défauts induisant des chocs périodiques.
- La facilité de mise en œuvre et le faible coût des appareils dédiés à ce type de mesures.

□ Limites d'utilisation

- Danger des effets de masque comme pour tout indicateur mesuré dans une plage fréquentielle étendue.
- Impossibilité de connaître l'origine des chocs si d'autres sources d'excitation sont possibles en dehors d'une dégradation de roulement (écaillage de denture, desserrage de palier, chocs dus à la compression d'un gaz ou d'un fluide...).
- Nécessité fréquente de devoir avoir recours à des techniques plus poussées de diagnostic lorsqu'il sera utile de cerner le processus de dégradation en cours (écaillage par fatigue, grippage, réduction ou augmentation de jeux...) pour statuer sur l'urgence d'une action corrective.

Malgré le nom souvent donné d'indicateurs de défauts de « roulements » à ces indicateurs, cette appellation n'est techniquement justifiée que dans le cas d'installations à chaîne cinématique simple pour lesquelles les seuls éléments mécaniques susceptibles de générer des forces impulsionnelles sont le palier et le roulement comme les moteurs électriques, (à condition d'éliminer de la plage de mesure les vibrations d'origine électromagnétique induites par le passage des encoches qui risquent de constituer un effet de masque), ventilateurs, centrifugeuses, pompes...

La vitesse de rotation joue un rôle essentiel en influençant à la fois l'amplitude des chocs et la durée du contact avec le défaut. Si la vitesse de rotation est très élevée, la majeure partie de l'énergie vibratoire générée par le défaut va se situer en dehors de la bande passante des systèmes d'acquisition courants. Le signal acquis aura de ce fait perdu tout caractère impulsionnel à cause de la limitation de sa bande passante par le système d'acquisition.

A contrario, si la vitesse de rotation est très faible, l'amplitude du choc sera elle aussi très faible et son étendue spectrale, qui est inversement proportionnelle à sa durée, risque d'être insuffisante pour exciter les modes propres des différents éléments constitutifs du roulement et a fortiori la résonance du capteur.

La nature du lubrifiant joue également un rôle très important. Si le roulement est lubrifié à la graisse, la quasi-totalité des particules arrachées se trouve piégée dans la graisse et laminée par le passage des éléments roulants, créant ainsi une multitude d'empreintes (indentations) de faibles dimensions sur les pistes. Le passage des éléments roulants sur ces dernières va générer des chocs de courte durée qui vont facilement exciter les modes propres de bagues et dont les réponses vont se traduire par une énergie vibratoire élevée en hautes fréquences. A contrario, si le roulement est lubrifié à l'huile, les particules

métalliques sont rapidement évacuées et le nombre d'empreintes par laminage est très faible. L'énergie vibratoire hautes fréquences induite par le même écaillage sera considérablement plus faible que dans le cas d'une lubrification à la graisse et les effets de masque risquent, de ce fait, de fortement altérer les informations recherchées véhiculées par le signal HF.

□ Conclusion

Si l'utilisation de ces indicateurs spécifiques donne généralement des résultats satisfaisants dans le cas d'installations à cinématique simple pour des vitesses de rotation comprises entre 600 et 6 000 tr/min, il n'en est pas toujours de même dans le cas de machines à cinématique complexe ou ayant des vitesses de rotation ou très faibles (hormis la démodulation « globale ») ou très élevées (hormis la SEE technologie pour les électrobroches).

L'impossibilité de couvrir une plage de vitesses de rotation étendue et l'absence de critères d'appréciation fiables font que l'utilisation de ces indicateurs spécifiques est généralement à déconseiller en dehors d'une plage de vitesses de rotation comprise entre 600 et 6 000 tr/min.

La conclusion générale de cette première partie de chapitre réservée à la surveillance est que, quelle que soit la technique choisie (mode global « large bande », mode global par bandes de fréquences, forme spectrale des indicateurs par comparaison avec un gabarit, indicateurs spécifiques aux roulements), il convient de ne pas oublier que les techniques qui ont été présentées sont destinées à une surveillance par suivi de l'évolution dans le temps d'un ou de plusieurs indicateurs.

De ce fait, ces techniques ne sont applicables que sous réserve que les conditions de fonctionnement de la machine, principalement sa vitesse et sa charge, ainsi que les conditions de mesure, soient sensiblement identiques d'une mesure à l'autre.

Lorsque ces conditions ne peuvent être réunies ou lorsque, notamment dans le cas de machines à cinématique complexe, les enjeux économiques imposent non seulement la surveillance et l'alerte, mais aussi d'être en mesure de statuer sur l'origine du défaut, sur sa gravité et l'urgence d'intervention, il convient d'adopter une stratégie de surveillance plus élaborée à partir d'un nombre d'indicateurs beaucoup plus élevé de type typologique, sensibles à chaque défaut potentiel susceptible d'affecter chaque ligne d'arbres. Il s'agit alors de passer de la simple surveillance systématique à des techniques dites de diagnostic qui présentent l'énorme intérêt de permettre de mieux localiser et cerner l'origine du problème avant de faciliter la prise de décision concernant une éventuelle intervention.

4.2 Le diagnostic

4.2.1 Définition

La surveillance systématique a pour objectif de révéler l'existence d'une anomalie le plus tôt possible et de suivre son évolution. Le diagnostic doit permettre d'identifier avec précision la nature de cette dernière et si possible d'en préciser la gravité. La philosophie du diagnostic est donc fondamentalement différente de celle de la surveillance traditionnelle reposant sur le simple suivi d'évolution de l'énergie vibratoire à partir d'un nombre restreint d'indicateurs scalaires.

Un diagnostic est une démarche déductive qui s'appuie sur la recherche, dans des signaux liés au fonctionnement d'une machine, des manifestations dynamiques des différents défauts susceptibles d'affecter cette dernière. Cependant, comme en médecine, la relation symptôme/pathologie est rarement une relation bijective ce qui signifie qu'à un symptôme plusieurs pathologies peuvent être associées et que, de ce fait, il faut rechercher plusieurs symptômes pour identifier formellement une pathologie. D'autre part, le fait que la machine, contrairement à l'être humain, ne puisse exprimer directement ce qu'elle ressent, conduit pour identifier un éventuel défaut à une recherche et à une analyse **systématique** de toutes les informations contenues dans les signaux délivrés par les différents capteurs assurant la surveillance de la machine et la régulation du procédé (vibration, vitesse de rotation instantanée et image du couple instantané, température des paliers, capteurs procédés), sans oublier les informations contenues dans les lubrifiants et à les corréler entre elles.

Cette approche systématique s'effectue selon une méthodologie rigoureuse et fait appel à des techniques de traitement du signal beaucoup plus complexes que celles généralement mises en œuvre dans le cadre d'une surveillance « traditionnelle ». Elle utilise une large palette d'outils dans laquelle le diagnosticien pourra puiser en fonction, d'une part de l'aspect critique de la panne redoutée, et d'autre part de la complexité de la machine et de la fiabilité du diagnostic recherché.

On notera entre autres outils classiques :

- Le spectre et le cepstre permettent d'identifier les différentes familles (harmoniques et sous harmoniques) des composantes cinématiques présentes dans le signal.
- Le zoom permet d'identifier les familles de bandes latérales éventuellement associées à la composante de base de chaque famille cinématique précédemment identifiée (fréquence de rotation, d'engrènement, fréquence

hydraulique ou aéraulique, fréquence d'encoches...) et de ce fait, les fréquences de modulation correspondantes.

- La démodulation d'amplitude et de fréquence permet d'extraire les fonctions de modulation associées à chaque composante cinématique de base modulée, et de quantifier l'importance des phénomènes de modulation.
- L'analyse des réponses des résonances HF (HFRT) permet d'identifier la nature des excitations (aléatoires ou périodiques) et leurs origines.

Ainsi que des outils complémentaires liés à des applications particulières :

- L'analyse de l'intensité du courant permet d'identifier les défauts induisant des fluctuations de couple.
- Le « moyennage » temporel synchrone permet de visualiser et de quantifier le signal temporel associé à un phénomène particulier (engrènement d'un pignon ou d'une roue d'un train d'engrenages, l'intensité absorbée par un cycle de compression d'un piston...).
- La phase, par le biais des orbites et des tracés des déformées en fonctionnement pour différentes fréquences cinématiques ainsi que des déformées modales pour avoir une approche bi ou tri dimensionnelle du comportement vibratoire de la machine et de son environnement passif, permet souvent de conforter de nombreux diagnostics difficiles à formaliser à partir de l'approche traditionnelle.
- L'analyse en régime transitoire (phase de démarrage ou d'arrêt, variation de vitesse) permet de déterminer les fréquences propres des modes réellement excités par le fonctionnement de la machine et l'origine de ces excitations, et de définir les plages de vitesses critiques d'exploitation de la machine.
- L'analyse en variation de charge permet de déterminer l'impact de la charge sur le comportement vibratoire ou torsionnel de la machine.

4.2.2 Les outils

■ Le spectre¹

L'analyse spectrale, même si elle peut être utilisée en simple surveillance périodique sous une forme plus ou moins simplifiée, est avant tout la base de tout diagnostic. Elle permet d'identifier avec précision les fréquences des composantes discrètes constituant le signal, d'en quantifier les amplitudes, de les regrouper en famille (harmoniques, peignes de raies, bandes latérales

1. cf. chapitre 2, « Le traitement du signal »

associées à une fréquence de modulation, bruit aléatoire) et d'en identifier l'origine. Le bruit de fond spectral ou « fond de spectre » représente les réponses des structures supports, des lignes d'arbres, des paliers à toutes les forces d'excitation, qu'elles soient périodiques ou aléatoires. La forme du fond de spectre au pied des principales raies, dans la mesure où ce dernier représente bien une réalité physique et non du bruit d'analyse dû à une résolution mal adaptée, permet d'identifier l'existence éventuelle de fréquences propres, susceptibles d'être excitées par des fréquences caractéristiques de la machine. Hypothèse qu'il conviendra toujours de vérifier par des investigations spécifiques.

□ Qualité d'un spectre

La qualité d'une analyse spectrale dépend de sa capacité à révéler toutes les fréquences des composantes constituant le signal, composantes qui permettent d'identifier les défauts recherchés. Elle est donc principalement liée à son aptitude à dissocier deux composantes de fréquences très voisines et d'amplitudes pouvant être très différentes, c'est-à-dire au choix de la résolution Δf et de la bande d'analyse B .

Nous avons vu au chapitre 2 que si Δ représente l'écart fréquentiel entre deux composantes, la résolution Δf nécessaire à séparer ces deux composantes pouvant présenter des amplitudes très différentes devra être au moins égale à $\Delta/10$. Si NLS représente le nombre de lignes spectrales, l'étendue B de la bande d'analyse est alors égale à $\Delta f \cdot \text{NLS}$. Longtemps limité à 400 ou 800 lignes pour des raisons technologiques, le nombre de lignes spectrales peut prendre, aujourd'hui, des valeurs beaucoup plus élevées ($> 3\,200$ pour la plupart des produits). Il en résulte une nette diminution des contraintes imposées par la relation $B = \Delta f \cdot \text{NLS}$, même si souvent la lisibilité graphique de la bande fréquentielle dans laquelle le spectre a été calculé reste néanmoins souvent insuffisante et si les évolutions restent souvent visuellement difficiles à identifier.

Quoi qu'il en soit, les résolutions d'analyse Δf retenues doivent permettre non seulement de séparer toutes les composantes d'une même famille (peignes de raies ou de bandes latérales de modulation) mais aussi toute autre composante appartenant à des familles différentes.

À titre d'exemple, dans le cas d'un groupe moto ventilateur avec transmission poulies courroies, la résolution doit pouvoir séparer la fréquence de rotation du moteur de celle du ventilateur, et permettre l'identification, indépendamment des peignes de raies dont les pas correspondent aux fréquences de défaut de roulement, de trois peignes de raies dont les pas correspondent aux

fréquences de rotation des deux lignes d'arbres et à la fréquence de courroies. La fréquence de courroies étant la plus faible, une résolution au moins dix fois plus faible que cette dernière sera généralement suffisante, sauf dans le cas où les diamètres des poulies sont identiques. Dans ce cas, la résolution devra être au moins dix fois plus faible que le glissement induit par la courroie s'il s'avère nécessaire de dissocier les premiers ordres des fréquences de rotation de ces deux lignes d'arbres.

Le suivi d'évolution d'images spectrales ne permettra d'éliminer le risque d'effet de masque que s'il ne subsiste aucune possibilité de cohabitation de plusieurs composantes dans la bande d'analyse, si étroite soit-elle. L'élimination de ce risque, qui peut fortement entacher la fiabilité de toute surveillance, nécessite donc au préalable d'établir la fiche cinématique précise de chaque machine, de connaître les manifestations dynamiques de chaque défaut susceptible de l'affecter (voir chapitre 5) et de choisir les résolutions spectrales adaptées (*cf.* chapitre 2).

Exemple

On surveille un groupe moto pompe 1 490 tr/mn d'une puissance de 1 MW à marche arrêts fréquents. Si l'on choisit une partition de la bande fréquentielle d'acquisition [0-20 kHz] sur 100 canaux, la largeur de chaque canal sera de 200 Hz. La fréquence de rotation étant égale à 25 Hz, le premier canal sera sensible aux manifestations vibratoires de plusieurs défauts de natures très différentes (déséquilibre, désalignement, défaut de serrage de bague de roulement sur l'arbre...). L'apparition d'un défaut de lignage ou de serrage pourra être masquée par le déséquilibre résiduel.

Par contre, si l'on choisit une partition de la même bande d'acquisition en 3 200 canaux, la largeur de chaque canal sera de 6,25 Hz, tout risque d'effet de masque sera éliminé et l'apparition d'un désalignement ou d'un desserrage sera détectée et identifiée à un stade précoce.

Cependant, l'apparition de bandes latérales de modulation associées à chaque harmonique de la fréquence de rotation et espacées de la fréquence de passage des pôles, qui traduit une fissuration de barres rotoriques (*cf.* chapitre 5) est indétectable dans un spectre [0-20 kHz ; 3 200 lignes]. L'apparition de ces bandes latérales, dont les amplitudes sont très faibles, devant celles des composantes auxquelles elles sont associées, n'aura aucun impact sur la distribution d'énergie du signal compte tenu de la résolution utilisée. La surveillance de ce type de défauts nécessite de choisir un indicateur spectral avec une résolution spectrale adaptée à la fréquence de modulation (quelques dixièmes de Hz) comme par exemple un spectre [0-200 Hz sur 3 200 lignes]. Compte tenu de la fréquence des démarrages à pleine charge de la pompe, le risque d'altération de barres rotoriques

et de dégradation du stator par frottement rotor stator n'est pas à négliger. Deux indicateurs spectraux sont donc nécessaires pour assurer la surveillance de cette installation au regard des risques encourus.

Le respect du principe « d'adaptation des résolutions spectrales à la cinématique de **chaque machine** et aux manifestations dynamiques de **chaque défaut** susceptible de l'affecter » permet de lever toute restriction au niveau du champ d'utilisation de cette technique de surveillance, surtout lorsqu'on veut en faire une technique de diagnostic. Après avoir déterminé la bande d'analyse B et la résolution d'analyse Δf , le nombre de lignes spectrales NLS se déduit de la relation $B = NLS \cdot \Delta f$. L'utilisateur choisira dans les menus de l'analyseur les valeurs les plus proches, si possible par excès, de B et NLS et s'assurera que la relation $\Delta \geq 10\Delta f$ reste bien vérifiée.

Les bandes d'analyse B doivent obligatoirement contenir les fréquences de base des familles de composantes dont on recherche la présence éventuelle (fréquence de rotation, fréquence d'engrènement, fréquence d'encoches, fréquence de pales, fréquences de défaut de roulement, fréquence de compression, fréquence de courroies...) en relation avec les fréquences cinématiques de la machine. Sa largeur dépend du nombre d'harmoniques ou du nombre de bandes latérales de modulation à prendre en considération en relation avec les pathologies recherchées. Si le nombre de lignes spectrales nécessaires est supérieur à celui autorisé par l'analyseur, l'utilisateur doit réduire la largeur de bande d'analyse B en associant, non pas un spectre unique à très haute résolution dont l'étendue correspondrait à la bande passante de la chaîne d'acquisition, mais plusieurs images spectrales adaptées aux manifestations vibratoires des forces dynamiques dont la machine peut être le siège en présence ou non de défauts (figure 4.8).

Exemple

Le spectre 400 lignes [0-10 000 Hz] (figure 4.8 c) présente une résolution de 25 Hz suffisante pour identifier, sur un ventilateur tournant à 750 tr/min (12,5 Hz), la fréquence de passage de ses 18 pales et de ses harmoniques (456 et 912 Hz), mais bien insuffisante aux basses fréquences pour dissocier les premières fréquences harmoniques de la fréquence de rotation. Pour pallier cet inconvénient, il est recommandé de découper la plage de fréquences en bandes de fréquences pour obtenir des spectres d'étendue et de résolution différentes. Ainsi, les trois spectres 400 lignes, calculés respectivement dans les bandes [0-10 000 Hz], [0-1 000 Hz] et [0-100 Hz] et représentés sur les figures 4.8 a, b et c, donnent des résolutions différentes mieux adaptées, à savoir 25 Hz, 2,5 Hz et 0,25 Hz.

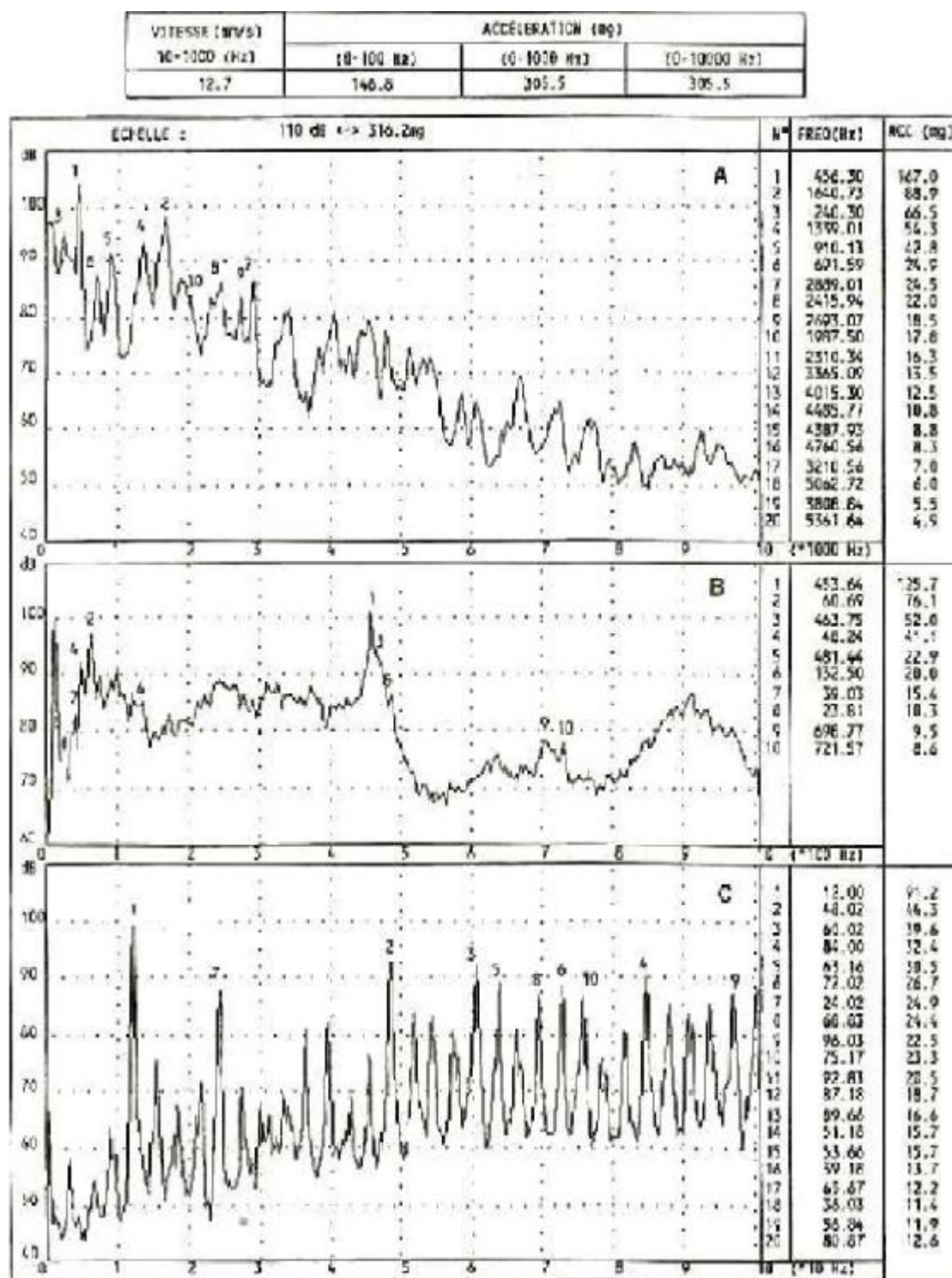


Figure 4.8 – Spectres 400 lignes calculés sur trois plages de fréquences :
a – Spectre [0-10 000 Hz] ; b – Spectre [0-1 000 Hz] ; c – Spectre [0-100 Hz].

Le filtre passe-bas permet l'intégration du signal accélérométrique vu au chapitre 2 et a un impact sur la forme des spectres « vitesse » et « déplacement ». Le fait que les concepts de peigne de raies et d'étendues spectrales soient des éléments importants à prendre en considération dans l'identification d'un défaut ou la formulation d'un diagnostic, conduit à privilégier les images spectrales du signal accélérométrique mieux représentatives de l'énergie vibratoire ($F = m\gamma$) et à utiliser une échelle logarithmique ou en décibels pour afficher les amplitudes des composantes. En effet, comme le montre la figure 4.9, seul ce type d'échelle permet d'observer deux composantes de fréquences proches, même si l'une des deux présente une amplitude qui, bien que faible vis à vis de l'autre, peut être révélatrice d'un défaut grave.

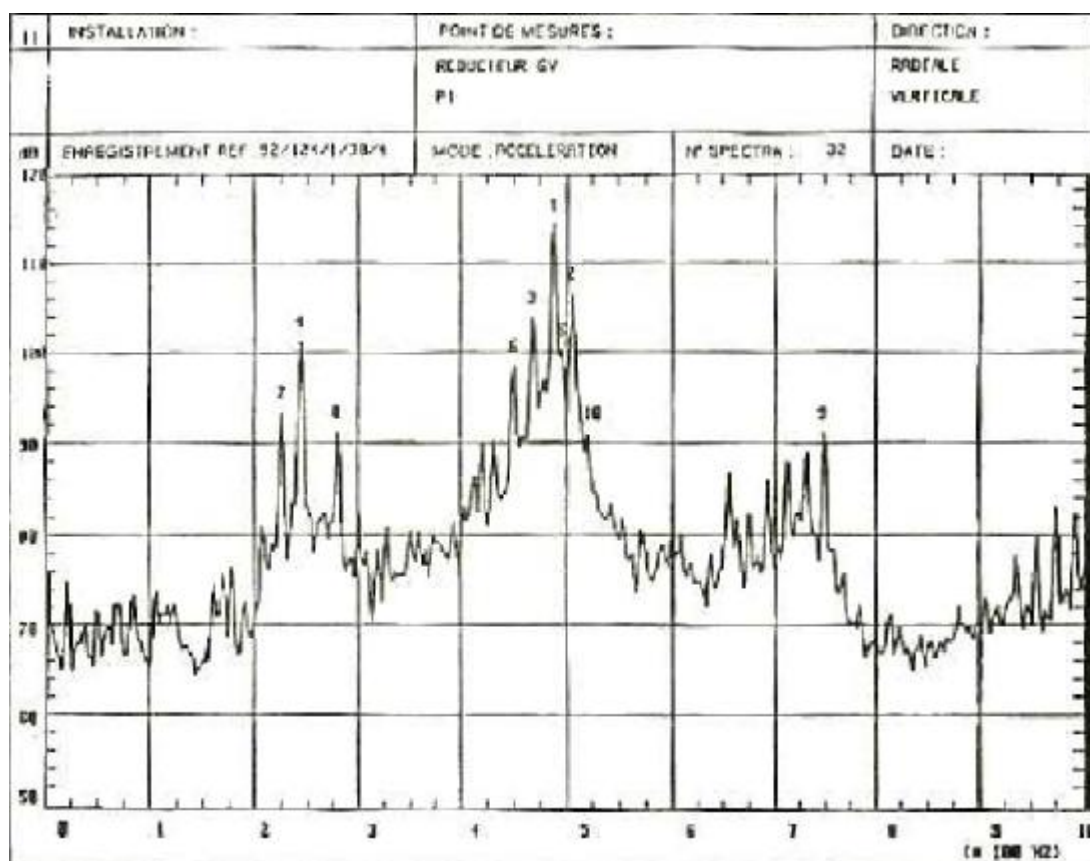


Figure 4.9 – Mise en évidence d'un phénomène de modulation (bandes latérales espacées de 19,5 Hz autour des ordres 1 (243,26 Hz) et 2 (486,5 Hz) de la fréquence d'engrènement). Sans l'utilisation d'une échelle d'amplitudes logarithmique, ce phénomène de modulation, révélateur d'un défaut de faux rond du pignon, serait passé inaperçu.

En résumé

Une bonne analyse nécessite :

- de choisir une résolution Δf et une bande d'analyse B en adéquation avec la cinématique de la machine et les images spectrales des manifestations vibratoires induites par le défaut recherché,
- de ne pas intégrer le signal délivré par le capteur avant d'en calculer le spectre. Cela n'exclut pas la possibilité a posteriori de quantifier l'amplitude de certaines composantes ou familles de composantes en vitesse ou en déplacement,
- d'afficher les amplitudes spectrales en décibels ou avec une échelle logarithmique et non avec une échelle linéaire.

Enfin, si malgré les opérations de multiplication du nombre d'images spectrales et d'optimisation d'échelles, aucune bande de fréquences ne peut contenir la fréquence des principales composantes à analyser (fréquence d'engrènement, fréquence d'encoches...) dans des conditions de résolution acceptables, l'opérateur devra faire appel à la technique du zoom FFT.

■ Le zoom

Un grand nombre d'anomalies mécaniques ou électromagnétiques se manifeste, avec un apport d'énergie très faible voire nul, par l'apparition de bandes latérales de modulation autour d'une fréquence cinématique appelée « fréquence porteuse » (par exemple, fréquence de rotation, fréquence d'engrènement, fréquence d'encoches, fréquence de pales, fréquence de compression...). Les fréquences de modulation associées (fréquence de passage des pôles, fréquence de rotation, fréquence de rotation de la cage d'un roulement, fréquence de courroies...) sont le plus souvent très faibles devant celles des composantes modulées et, de ce fait, l'identification de leur existence exige souvent un nombre de lignes spectrales nettement supérieur à celui proposé par l'analyseur. La réduction de la bande d'analyse B n'est possible que si la fréquence de la composante à analyser et ses bandes latérales associées restent contenues dans cette dernière.

La fonction zoom FFT permet de centrer la plage d'analyse B autour de n'importe quelle fréquence f_0 en translatant le spectre de telle sorte que cette dernière devienne la fréquence zéro. De ce fait, elle permet d'obtenir la résolution Δf souhaitée pour un nombre de lignes spectrales beaucoup plus faible en jouant sur l'étendue de la bande d'analyse B , ce que la translation de la porteuse a rendu possible. L'exemple de la figure 4.10 a et b montre l'intérêt de cette technique dans la mise en évidence d'un défaut d'excentricité d'entrefer affectant un moteur de laminoir.

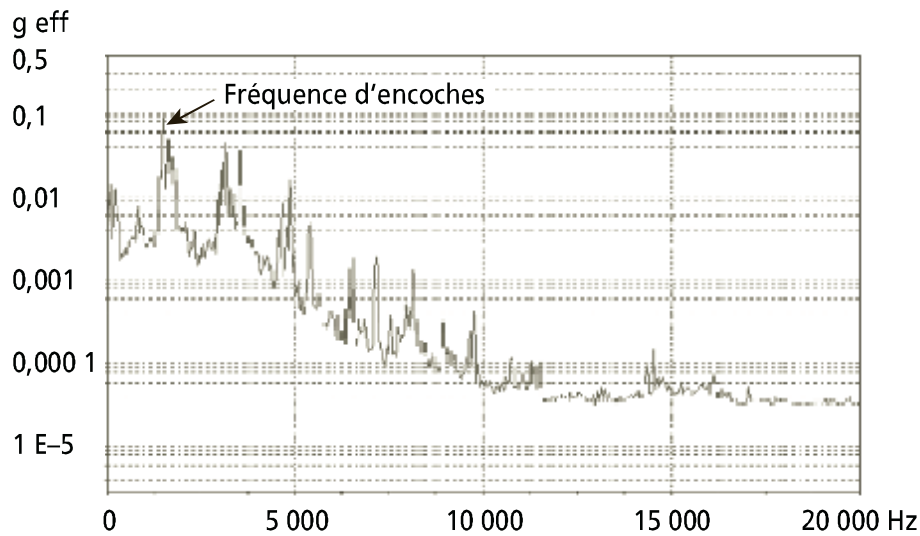


Figure 4.10 a – Spectre { [0-20 k Hz] d'un palier d'un moteur asynchrone de laminoir. Le spectre { [0-20 k Hz] 800 lignes} permet seulement de localiser une forte émergence correspondant à la fréquence d'encoches du moteur (ordre 92 de la fréquence de rotation), mais sa résolution (25 Hz) est insuffisante pour révéler la présence de bandes latérales de modulation espacées de la fréquence de rotation du moteur (16,59 Hz).

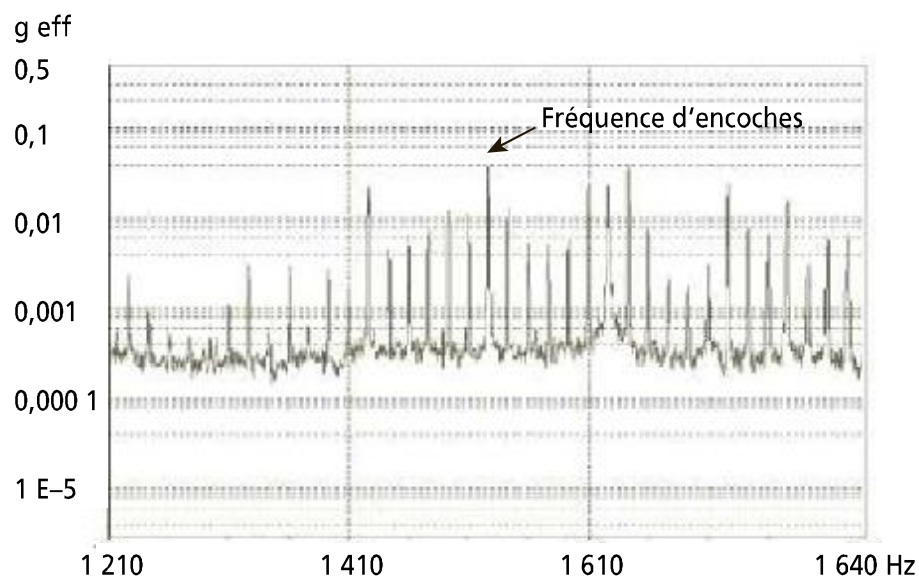


Figure 4.10 b – Zoom FFT de largeur 625 Hz, centré sur la fréquence d'encoches 1 626 Hz. Par contre, ce zoom tiré du spectre précédent révèle la présence de nombreuses bandes latérales espacées de la fréquence de rotation qui permet de statuer sur une forte excentricité dynamique d'entrefer. Ce n'est pas l'amplitude de la composante d'encoches qui est significative d'une anomalie mais sa forte modulation par la rotation du moteur.

Pour une résolution Δf donnée, diviser par un nombre entier p appelé « facteur de zoom » la bande d'analyse B revient à diviser par ce même nombre le nombre de lignes spectrales nécessaire. L'étendue « utile » des spectres de modulation étant le plus souvent très faible devant les fréquences des porteuses, il sera alors facile pour une résolution donnée de choisir un nombre de lignes spectrales figurant dans le menu de l'analyseur.

Exemple 1

Soit un broyeur à boulets dont la fréquence de rotation est de 0,25 Hz (15 tr/mn) et le nombre de dents du harnais, 192 pour la couronne du broyeur et 22 pour le pignon.

La fréquence d'engrènement est égale à : $192 \times 0,25 \text{ Hz} = 48 \text{ Hz}$

et la fréquence de rotation du pignon à : $192 \times 0,25/22 \text{ Hz} = 2,18 \text{ Hz}$

La plage de fréquences la mieux adaptée pour l'observation est la bande [0-100 Hz] et la résolution avec un analyseur 400 lignes est alors égale à $100/400 = 0,25 \text{ Hz}$.

Pour identifier tout phénomène de modulation de l'engrènement induit par la rotation du broyeur (par exemple, excentricité, désalignement, défauts de denture affectant la couronne), la résolution doit être, compte tenu de l'utilisation d'une fenêtre de Hanning, inférieure à 1/10 de la fréquence de rotation du broyeur, soit $\Delta f = 0,25/10 = 0,025 \text{ Hz}$.

On a alors besoin au minimum de $NLS = B/\Delta f = 4\,000$ lignes ou canaux.

Le nombre de lignes spectrales NLS ne pouvant prendre que des valeurs de la forme 400, 800, 1600, 3 200..., on choisira de préférence 6 400 lignes pour effectuer cette analyse. Si le nombre de lignes maximal de l'analyseur est limité à 1600, on choisira un facteur de zoom égal à 4 et 1 600 lignes en admettant que l'étendue utile du spectre de modulation reste inférieure à 25 Hz, qui devient la nouvelle bande d'analyse B .

Ne pas oublier la relation $\Delta f \cdot \Delta t = 1$

La longueur du signal nécessaire au calcul d'un spectre est de 64 secondes.

La longueur du signal nécessaire au calcul d'un spectre moyenné issu de dix spectres instantanés avec un taux de recouvrement de 75 % est de 208 secondes ($64(1 + 9/4)$).

Exemple 2

Soit un moteur asynchrone à deux pôles dont le rotor est constitué de 50 barres et dont le glissement pour la charge considérée est de 20 tr/min.

Pour analyser les vibrations induites par le passage des encoches (2 483 Hz), la plage la mieux adaptée, disponible sur l'analyseur, est la bande [0-5 000 Hz].

Dans ce cas, la résolution d'analyse pour 400 lignes est égale à 12,5 Hz, résolution insuffisante pour révéler les familles de bandes latérales potentielles espacées de la fréquence de rotation (49,667 Hz) et de la fréquence de passage des pôles (0,667 Hz), alors que sa présence peut respectivement traduire une excentricité dynamique d'entrefer ou une fissuration de barres rotoriques.

La résolution d'analyse doit être inférieure ou égale à 0,066 Hz, ce qui nécessite un nombre de lignes spectrales au moins égal à $5\,000/0,066$ soit 75 758 lignes. La valeur la plus proche par excès de $1/2,56 \cdot 2^p$ sera 102 400, et si le nombre de lignes maximales proposé par l'analyseur est limité à 6400, l'analyse sera alors possible avec un facteur de zoom égal à 16. La bande d'analyse B sera alors égale à $5\,000/16$, soit 312,5 Hz.

Ne pas confondre :

- Le zoom graphique, ou « loupe » qui divise à la fois la bande d'analyse et le nombre de lignes, améliorant ainsi la lisibilité graphique sans modifier la résolution et qui s'avère une fonctionnalité très utile pour examiner un spectre calculé avec un nombre de lignes très élevé.
- Le zoom FFT, ou « vrai zoom » qui permet d'augmenter la résolution d'analyse grâce à une concentration des lignes spectrales dans une bande de fréquences restreinte autour d'une fréquence centrale.

■ Le cepstre

Cette fonction (la transformée inverse du logarithme du spectre) permet, dans un spectre, de rechercher, d'identifier et de quantifier rapidement toute famille de composantes périodiques. Ces familles de composantes peuvent se présenter sous forme de peignes de raies ou sous forme de bandes latérales de modulation autour d'une fréquence cinématique caractéristique. L'identification visuelle de ces familles de composantes dans un spectre n'est pas toujours évidente (notamment lorsqu'elles s'imbriquent l'une dans l'autre et que les pas des peignes sont inconnus de l'opérateur) et ce, même si l'on dispose d'outils tels que des curseurs d'harmoniques ou de bandes latérales. Le cepstre est l'outil capable de pallier cette difficulté.

Le domaine fréquentiel est un domaine inverse de celui du temps (d'où le mot spectre), avec des grandeurs et des unités qui lui sont propres, la périodicité en secondes devenant la fréquence en Hertz. Le cepstre, transformée de Fourier inverse du spectre, transpose du domaine fréquentiel à un nouveau pseudo-domaine temporel possédant son propre vocabulaire. Avec un certain humour, ses inventeurs se sont amusés à transformer les mots en inversant les syllabes. Les fréquences deviennent ainsi des quéfrences ($1/f$) données en secondes ou plus généralement en millisecondes, les harmoniques deviennent des rharmoniques et les opérations de filtrage cepstral deviennent des liftrages... La figure 4.11 donne l'exemple d'un cepstre tiré du spectre d'un palier de broyeur mettant en évidence un écaillage de roulement.

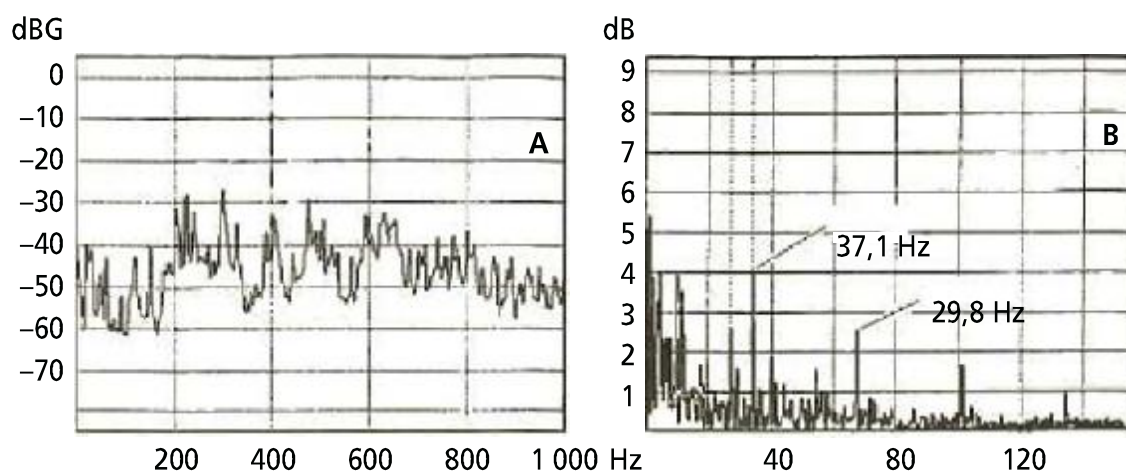


Figure 4.11 – Spectre [0-1 000 Hz] et cepstre correspondant. Le cepstre (B), transformée de Fourier du spectre (A), révèle l'existence dans ce dernier de deux peignes de raies dont les pas **37,1 Hz** et **29,8 Hz** correspondent respectivement aux fréquences de défauts de bague interne et externe du roulement équipant ce palier, alors que l'identification directe de ces deux familles de composantes dans le spectre (A) sera difficile si la référence du roulement de ce palier n'est pas connue.

Le cepstre permet également de dissocier, dans l'espace « temps », la réponse impulsionnelle d'une structure de ses sources d'excitation, ce qui rend les amplitudes des composantes cepstrales liées à ces dernières indépendantes de l'emplacement du capteur (mais pas de la direction de mesure).

□ Intérêt de l'analyse cepstrale

Outil puissant et rapide de décodage d'un spectre, donc de diagnostic, notamment pour mettre en évidence un certain nombre de défauts (desserrages, jeux de palier ou de clavette, écaillage de roulement ou de denture...) induisant des chocs périodiques ou entraînant des phénomènes de modulations en amplitude ou en fréquences, le cepstre peut être aussi efficacement utilisé comme indicateur de surveillance :

- soit en tant qu'indicateur scalaire très sensible à l'apparition de peigne de raies constituant les manifestations vibratoires des défauts précités alors que, à cause des effets de masque, l'impact vibratoire énergétique de ce type de défaut peut être souvent très faible donc non détectable par les indicateurs larges bandes couramment utilisés (figure 4.12) ;
- soit en tant que complément spectral associé à un **gabarit** (figure 4.13).

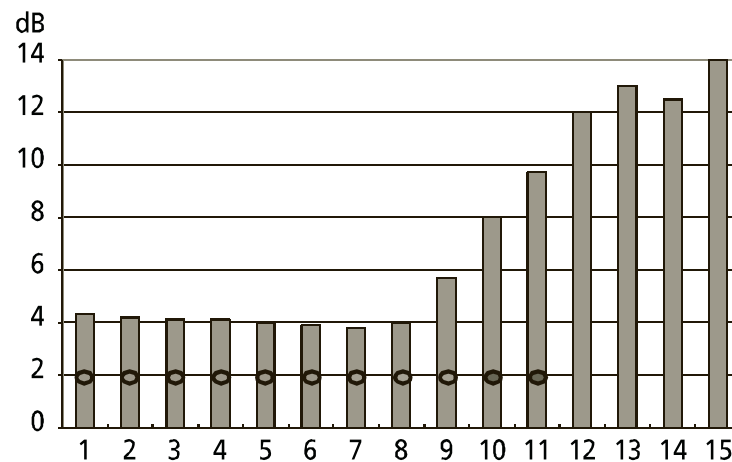


Figure 4.12 – Évolution de l'amplitude de la composante cepstrale dont la fréquence correspond à la fréquence de rotation de l'arbre PV d'un multiplicateur lors d'un essai de fatigue. Lors du 10^e contrôle, l'indicateur cepstral « Rotation PV » a fortement augmenté alors que l'ensemble des autres indicateurs scalaires larges bandes ainsi que ceux dédiés à la surveillance de défauts induisant des forces impulsionnelles tels le kurtosis ou facteur de crête sont restés totalement insensibles bien que plusieurs dents soient écaillées, dont une sur une surface de portée de 60 %.

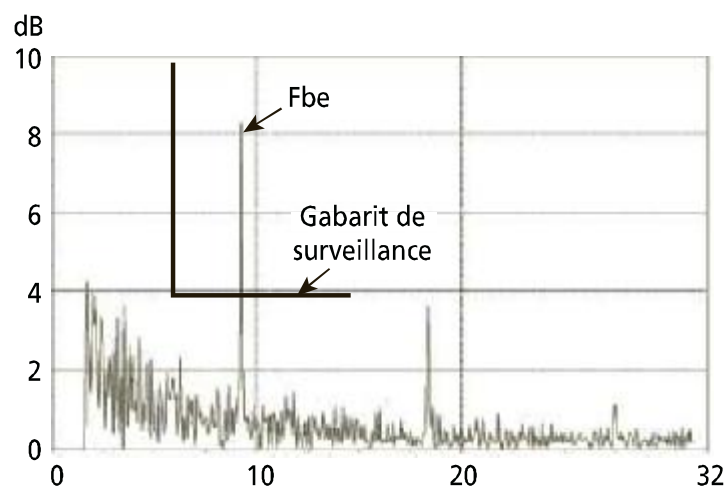


Figure 4.13 – Surveillance d'une machine à papier par gabarit cepstral de paliers de rouleaux de toile. Selon la vitesse de la machine à papier, les fréquences de défaut de roulements sont comprises entre 80 et 170 Hz. Tout écaillage (dans le cas présent affectant la bague externe) va se traduire par l'apparition d'une composante cepstrale et de ses rhamoniques dont la quéfrence de base va correspondre à la période de répétition des chocs se situant, selon la vitesse de la machine et l'élément affecté, entre 5,8 et 12,5 ms. Il est donc très facile de définir un gabarit cepstral pour surveiller, avec une très bonne fiabilité, l'apparition de ce type de défaut.

□ Réserves sur l'analyse cepstrale

Cette fonctionnalité n'est à ce jour disponible que sur un nombre restreint de systèmes dédiés à la surveillance et au diagnostic de machines à des fins de maintenance. L'aptitude d'un cepstre à révéler des informations pertinentes nécessite beaucoup de précautions dans le choix des plages fréquentielles d'analyse, des résolutions et du nombre de lignes spectrales. Il en est de même de l'interprétation des évolutions qui peuvent être fortement influencées par le bruit de fond. C'est pourquoi son utilisation en tant qu'outil de diagnostic reste de la compétence d'un spécialiste tout comme son paramétrage avant qu'il soit utilisé comme simple indicateur de surveillance.

■ Analyse des fonctions de modulations¹

Un signal délivré par un capteur représentant une grandeur liée au fonctionnement d'une machine tournante est rarement constitué uniquement de composantes d'amplitudes et de fréquences purement cinématiques. En effet, ces fréquences sont le plus souvent modulées en amplitude ou en fréquence de manière périodique ou aléatoire. L'information la plus intéressante n'est donc pas toujours donnée par l'amplitude ou la fréquence d'une composante cinématique, mais par l'analyse de ses fonctions de modulation. Les phénomènes vibratoires de modulation peuvent être regroupés en deux catégories :

- Les phénomènes de type chocs dont l'information est portée par la réponse d'un mode propre de structure à une excitation impulsionnelle. Les fréquences porteuses sont, dans ce cas, indépendantes de la cinématique de la machine et de sa vitesse de rotation. Elles dépendent uniquement des fréquences des modes propres des différents éléments constitutifs (roulements, paliers, carters, accouplements, engrenages...) et de son environnement proche (châssis, charpente, fondations, tuyauteries...) ;
- Les phénomènes de type sinusoïdal dont l'action induit des variations de l'amplitude ou de la fréquence d'une composante liée à la cinématique de la machine (fréquence de rotation, fréquence d'engrènement, fréquence d'encoches...) et de ce fait, aux différentes forces dynamiques de même nature dont elle est le siège.

En fonction de la nature de la porteuse, les traitements des signaux et les approches à mettre en œuvre diffèrent sensiblement, donnant soit **l'analyse des modes de résonances**, soit l'analyse des **fonctions de modulation d'une**

1. cf. chapitre 1.7

fréquence cinématique, dont la forme peut être plus ou moins modifiée par la réponse des modes de structure.

■ **L'analyse fréquentielle des réponses de modes propres HF
appelée aussi « détection d'enveloppe »**

Les phénomènes de type choc engendrent des forces impulsionnelles qui excitent des modes propres des différents éléments constituant la machine (roulements, paliers, carters, accouplements, engrenages, arbres...) et de son environnement proche (châssis, fondations, tuyauterie...). Ces modes répondent sous forme de trains d'oscillations libres et amorties dont les fréquences correspondent aux fréquences propres de ces modes et dont l'espacement correspond à la période de répétition des chocs. Les fréquences propres de ces modes sont bien sûr indépendantes de la cinématique de la machine. Les informations intéressantes à extraire ne sont pas dans le signal proprement dit mais dans son enveloppe.

Nous avons vu en première partie de chapitre la technique dite de démodulation « globale », mais l'analyse des fréquences de démodulation souvent appelée dans la littérature anglo-saxonne HFRT (High Frequency Resonance Technic) permet d'aller beaucoup plus loin dans le diagnostic puisqu'elle a pour finalité d'identifier les fréquences de répétitions des phénomènes impulsionnels excitateurs.

Sa mise en œuvre se décompose en quatre étapes distinctes :

- Identification des zones hautes fréquences de concentration de l'énergie vibratoire couramment appelées « bosses spectrales ».
- Filtrage passe-bande du signal autour de chaque « bosse ». L'étendue B de la bande de filtrage doit être au moins égale à l'ordre 4 de la fréquence d'excitation potentielle la plus élevée.
- Extraction de l'enveloppe du signal filtré.
- Calcul du spectre de cette dernière. La bande d'analyse B' doit être inférieure ou égale à $B/2$ et la résolution d'analyse Δf doit permettre la séparation de toutes bandes latérales potentielles (fréquence de rotation, fréquence de cage de roulement, fréquence de passage des pôles...). L'utilisateur choisira la bande d'analyse B' au moins égale au double de la fréquence de défaut potentiel la plus élevée et le nombre de lignes spectrales NLS en accord avec la résolution d'analyse Δf souhaitée.

Les phases 2 et 3, réalisées il y a encore quelques années en temps réel avec des composants analogiques très coûteux, sont aujourd'hui effectuées

numériquement dans les systèmes de surveillance et de diagnostic de dernière génération, en post-traitement, de manière très conviviale et précise.

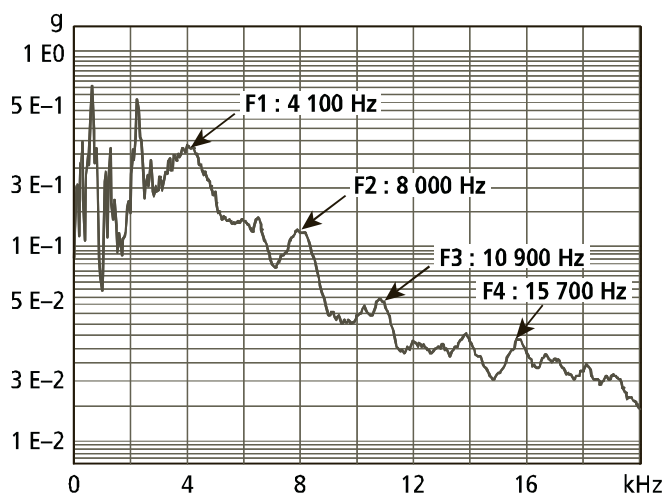
Cette technique, quoiqu'un peu délicate, est beaucoup plus puissante que le spectre ou le zoom, car elle utilise la résonance d'un mode de structure (palier, bagues de roulement, capteur...) comme un amplificateur. Elle permet, contrairement au zoom, de s'affranchir des inéluctables microvariations de vitesse de rotation pendant la prise de mesure, qui rendent un spectre zoomé en haute fréquence souvent illisible. Cependant, chaque réponse de mode pouvant véhiculer des informations différentes, il convient souvent d'analyser les réponses de plusieurs modes de résonance. La figure 4.14 montre l'importance du choix de la résonance à démoduler. On constate que les spectres des réponses des modes à 4 100, 8 000 et 10 900 Hz sont des spectres de bruit alors que celui du mode à 15 700 Hz nous signale un défaut localisé affectant la bague externe d'un roulement. Dans le cas d'une excitation impulsionnelle périodique, plus la fréquence du mode excité est élevée, plus sa réponse a le temps de s'amortir entre deux excitations successives, plus les informations sont lisibles et plus la valeur du kurtosis est élevée. On peut donc utiliser cette propriété du kurtosis pour localiser rapidement les plages fréquentielles contenant les réponses des modes les plus informatives.

☐ Intérêt de la technique

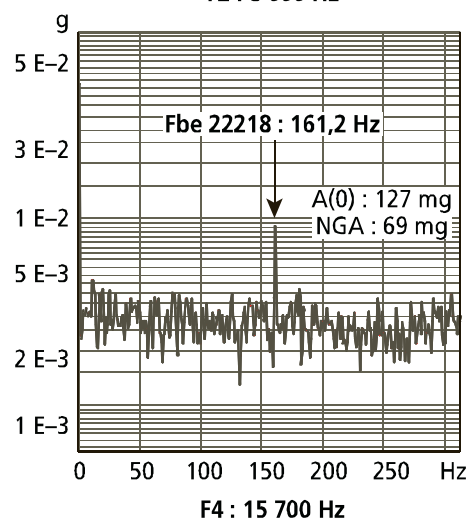
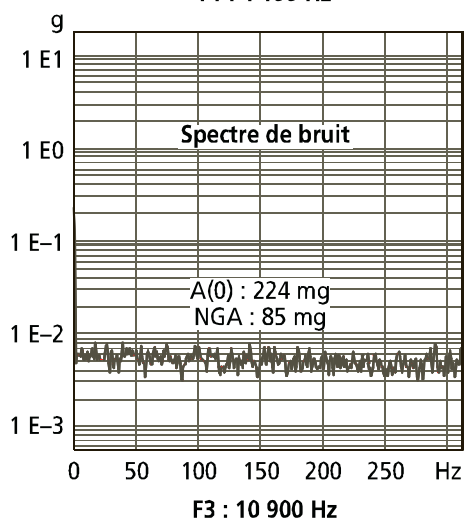
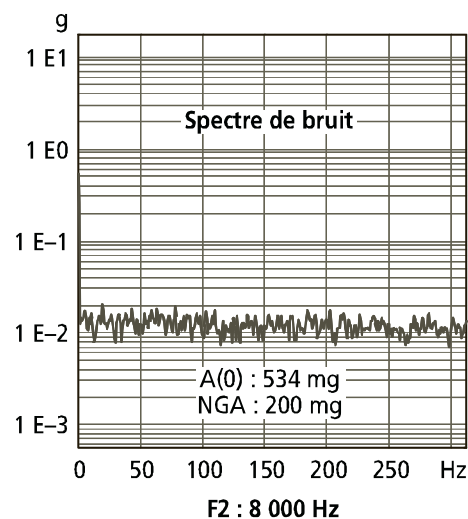
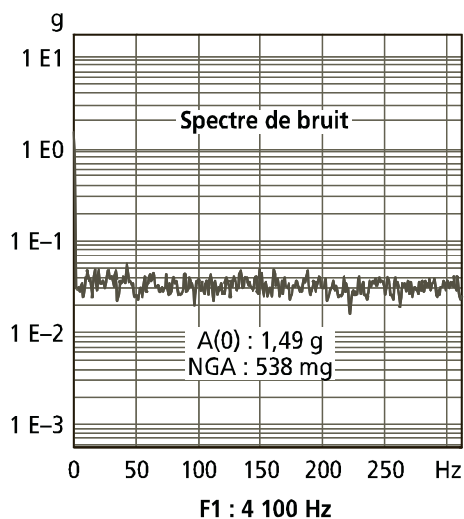
Cette technique est l'une des plus puissantes à permettre le diagnostic précoce des défauts de roulement, d'engrenages, de jeu ou de graissage, et cela même pour des machines tournant à faible vitesse (< 20 tr/min), puisque les manifestations vibratoires des défauts ne sont pas recherchées dans la plage des basses fréquences du spectre mais autour de « porteuses » dont les fréquences se situent à plusieurs centaines de fois la fréquence de rotation de la ligne d'arbres affectée.

☐ Réserves sur la technique

La HFRT, tombée dans le domaine public à la fin de la décennie 1960-1970, n'est apparue que très tardivement comme fonctionnalité dans les outils dédiés à la surveillance et au diagnostic de machines. Si cette fonctionnalité est aujourd'hui intégrée dans la quasi-totalité des produits dits « moyens et haut de gamme », elle n'est pas toujours correctement mise en œuvre par les utilisateurs. De plus, on constate de nombreuses variantes loin d'être toujours judicieuses d'un produit à l'autre lorsqu'il s'agit d'automatiser le choix des bandes de filtrage pour l'analyse.



Spectres des enveloppes des réponses des modes



◀ **Figure 4.14** – Spectre [0-20 kHz] d'un palier et spectres des enveloppes des réponses des principaux modes excités. Le spectre HF présente de nombreux dômes représentant les réponses des différents modes excités. L'analyse de l'enveloppe de ces différentes réponses permet de connaître immédiatement la nature des excitations. Les modes F1, F2, F3 sont excités par des chocs aléatoires consécutifs à une usure des surfaces des pistes alors que le mode F4, dont la réponse véhicule une énergie très faible, est excité par des chocs périodiques dont la fréquence de répétition correspond à la fréquence de défaut de bague externe du roulement 22 218 équipant ce palier, dus à des indentations consécutives au laminage par les rouleaux de débris provenant d'un écaillage de la bague externe de ce même roulement.

En effet, lorsque l'opérateur utilise cette technique en tant qu'outil de diagnostic, il est censé connaître le spectre HF du signal et pouvoir choisir facilement la réponse des modes qu'il souhaite démoduler, ce qui n'est généralement pas le cas lorsqu'il l'utilise en tant qu'outil de surveillance. **Dans ce cas, à moins qu'il ait été alerté par un indicateur spécifique « défaut de type choc » (facteur crête, kurtosis, démodulation globale...) et que cet indicateur lui ait précisé dans quelle bande de fréquences il doit orienter ses recherches,** l'utilisateur ne peut a priori connaître les fréquences des modes qui vont être excités. De ce fait, il est obligé de choisir une bande d'analyse B très étendue pour être certain de la présence dans cette bande d'au moins un mode excité. Certains produits, en imposant la relation $B' = B/2$ liant la bande d'analyse B' du spectre enveloppe avec la largeur B du filtrage passe-bande du signal temporel, rendent impossible la surveillance des machines à vitesse faible de rotation. En effet, si l'utilisateur choisit la bande d'analyse B' et la résolution Δf en accord avec la cinématique de la ligne d'arbres considérée, la bande de filtrage B peut alors être très étroite (quelques dizaines de Hertz) et risque de ce fait de ne contenir la réponse d'aucun mode. Si, au contraire, il choisit une bande de filtrage passe-bande B très étendue, il est sûr qu'elle va contenir les réponses de plusieurs modes, mais la résolution d'analyse Δf sera alors insuffisante pour séparer les composantes. Le spectre obtenu sera un spectre de bruit et conduira à une interprétation erronée.

L'analyse des fonctions de modulation de composantes cinématiques

Un certain nombre de défauts ou de phénomènes susceptibles d'affecter une machine tournante génèrent des forces ou des couples dynamiques qui, en agissant en variation d'effort ou en microvariation de vitesse sur l'élément mécanique ou électrique en mouvement, en perturbent le fonctionnement et

créent autour de la fréquence cinématique de cet élément des modulations, soit d'amplitude soit de fréquences. Ces phénomènes de modulations périodiques se traduisent par la présence de bandes latérales autour de la composante qui est modulée, appelée « porteuse » (rotation, engrènement, fréquence de passage de pales ou d'aubes, fréquence du courant d'alimentation...). Leur espacement correspond à la fréquence du phénomène qui module (fréquence de rotation ou les harmoniques de cette dernière, fréquence de passage des pôles, fréquence de défaut de cage d'un roulement, fréquence de courroies, fréquence de coïncidence de denture, fréquence d'instabilité de palier...). Le nombre de paires de bandes latérales et la distribution d'amplitude de ces dernières de part et d'autre de la porteuse dépendent du type de modulation (amplitude, fréquence ou mixte) et de la complexité du phénomène de modulation.

La modulation d'amplitude est le plus souvent la conséquence d'une **variation de l'amplitude instantanée d'une force** au cours de la rotation d'un arbre. Il peut s'agir par exemple d'une excentricité d'un pignon d'engrenage qui va se traduire, au cours d'une rotation, par une variation du jeu d'engrènement et des efforts sur les portées, c'est-à-dire en définitive par une augmentation de la charge de denture, donc de l'amplitude des composantes d'engrènement.

La modulation de fréquence est la conséquence de **la variation de vitesse de rotation instantanée** d'une ligne d'arbre au cours d'un tour. Ces variations ont le plus souvent pour origine :

- des jeux angulaires dus à des usures d'accouplement, de cardan ou de clavette,
- des défauts de transmission par poulies/courroies ou par cardan dus à des défauts de lignage ou de montage,
- des altérations de circuits rotoriques dans le cas de moteurs asynchrones,
- des points durs dus à des excentrations (arbres, turbine/volute...) ou à des déformations localisées de denture,
- un accrochage de fréquence propre de torsion par une fréquence cinématique, une résonance de boucle de régulation.

Elles peuvent cependant être également la conséquence de fluctuations de charge dues à un défaut d'excentricité en réaction d'une boucle de régulation ou d'un entraînement par un moteur asynchrone dont la vitesse de rotation instantanée dépend de la charge... Les effets de ces variations sur la fonction de modulation de fréquence (FMF) d'une composante dépendent de l'ordre de cette dernière par rapport à la fréquence de rotation de la ligne

d'arbre génératrice de ce phénomène. En effet, si ε représente la variation de la vitesse de rotation, la variation de la fréquence d'une composante cinématique d'ordre k de cette dernière est égale à $k\varepsilon$.

Dans le domaine spectral, l'identification d'un phénomène de modulation nécessite de choisir une résolution d'analyse Δf permettant la séparation des différentes familles de bandes latérales autour de la porteuse, ce qui nécessite le plus souvent de faire appel à la technique du zoom FFT. Savoir si une composante est modulée ou non et connaître sa ou ses fréquences de modulation constituent deux étapes importantes mais parfois insuffisantes dans la formulation d'un diagnostic. Reste à déterminer la nature du phénomène de modulation (modulation de fréquence, d'amplitude ou modulation mixte), son importance et sa forme. L'obtention de ces trois autres informations essentielles nécessite généralement d'extraire les fonctions de modulation de la composante modulée.

Rappelons une nouvelle fois que, à cause de l'effet de masque induit par la porteuse, l'apparition ou l'aggravation d'un phénomène de modulation sont rarement identifiables à partir d'une surveillance par indicateur énergétique large bande ou bande étroite.

L'extraction et l'analyse des fonctions de modulation d'une composante sinusoïdale se décomposent en six étapes distinctes :

- Identification dans un spectre large bande des composantes cinématiques fondamentales susceptibles d'être modulées (fréquence de rotation, fréquence d'engrènement, fréquence d'encoques...) et liées à l'installation.
- Recherche de la présence éventuelle de bandes latérales de modulation autour de chacune d'elles.
- Filtrage passe-bande du signal autour de chaque composante modulée. L'étendue B de la bande de filtrage appelée « bande spectrale utile » de la composante modulée doit contenir toutes les bandes latérales associées à cette dernière.
- Extraction des fonctions de modulation d'amplitude (FMA) et de fréquence (FMF) associées à chaque composante cinématique considérée.
- Calcul des taux de modulations efficace et crête associés à chacune de ces deux fonctions.
- Calcul des spectres de ces dernières et des taux de modulations associées à chaque phénomène. La bande d'analyse doit être égale à $B/2$ et la résolution d'analyse Δf doit permettre la séparation de toutes les familles des bandes latérales potentielles (fréquence de rotation, fréquence de cage de roulement, fréquence de passage des pôles...).

Exemple

Diagnostic d'une fissure sur une dent de la roue PV du réducteur d'un broyeur de cimenterie.

Le spectre (zoom FFT) calculé dans la bande [40-55 Hz] (figure 4.15 a) révèle la présence d'un grand nombre de bandes latérales de modulation espacées de 0,26 Hz (fréquence de rotation du broyeur) et situées de part et d'autre de la fréquence d'engrènement du couple MV/PV (47,3 Hz).

L'examen des fonctions de modulation d'amplitude et de fréquence montre bien l'existence d'un décalage temporel entre l'accélération de l'arbre induite par la discontinuité de la pression d'engrènement au moment du passage d'une dent du pignon MV sur la fissure de la dent de la roue PV, et le choc induit par la décélération brutale de l'arbre à la sortie de cette fissure (figure 4.15 b). Il est important de noter que, à cause des effets de masque induits par l'engrènement du train GV/MV et par l'engrènement des dents saines MV/PV, aucun indicateur traditionnel n'a évolué à l'apparition de ce défaut pourtant jugé très grave.

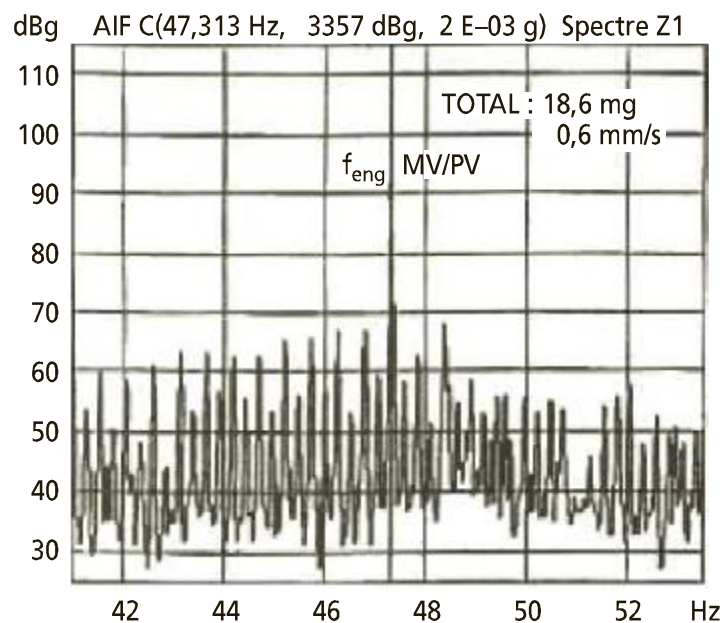


Figure 4.15 a – Le spectre (Zoom FFT) calculé dans la bande de 40-55 Hz autour de la fréquence d'engrènement (f_{eng}) 47,3 Hz du train MV/PV d'un réducteur. Ce spectre montre la présence d'un grand nombre de paires de bandes latérales dont l'espacement correspond à la fréquence de rotation de l'arbre PV (0,26 Hz).

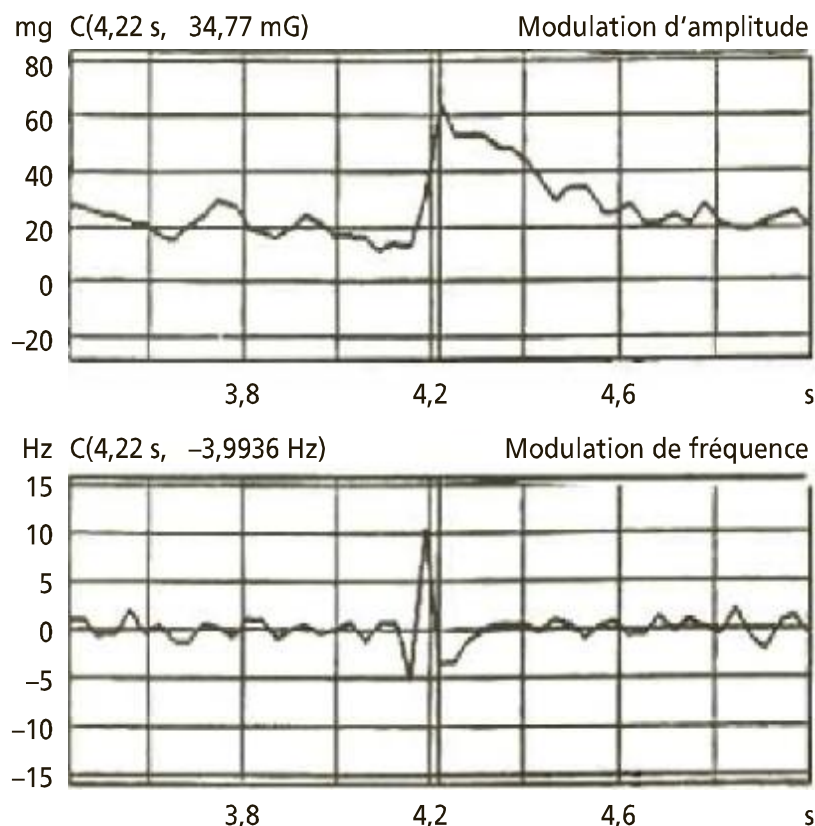


Figure 4.15 b – Fonctions de modulation d'amplitude (FMA) et de modulation de fréquence (FMF) représentant l'amplitude et la fréquence instantanées de la composante d'engrènement au cours de l'engrènement d'une dent fissurée.

Le zéro de la FMF correspond à la fréquence d'engrènement du train MV/PV (47,3 Hz). Lors de l'engrènement sur la dent fissurée, la fréquence d'engrènement varie de -5 à $+10$ Hz (les amplitudes d'une fonction de modulation de fréquence sont graduées en Hz). Le décalage de l'amplitude maximum entre les deux fonctions représente le fléchissement de la dent fissurée.

☐ Intérêt de la technique

L'analyse des fonctions de modulation de porteuses sinusoïdales issues de signaux émanant d'une machine tournante, et notamment de signaux représentant une grandeur vibratoire ou une grandeur instantanée directement liée à l'énergie consommée ou délivrée par cette dernière telle que l'intensité du courant, la vitesse de rotation, le débit ou la pression, constitue souvent une étape déterminante dans la formulation d'un diagnostic en présence de

défauts induisant des fluctuations de couple. Associée au filtrage par peigne par moyennage synchrone que nous verrons plus loin, elle permet à titre d'exemple dans le cas d'une transmission par engrenages, non seulement de détecter précocement toute anomalie de denture (fissure, écaillage...) mais aussi de visualiser la charge de chaque dent et de ce fait, d'en déduire tout défaut d'excentricité ou de lignage.

□ Limites

Cette fonctionnalité n'est présente à ce jour que sur un nombre très restreint d'analyseurs et de systèmes de surveillance et le plus souvent, l'utilisateur doit faire appel à un logiciel de mathématiques tel que Matlab, Labview, Syllab... pour effectuer ce type de traitement à partir de signaux préalablement échantillonnés et formatés, lisibles par ces logiciels (.wave, .txt, .uff). Cela explique en partie le faible degré de pénétration de cette technique d'investigation en dépit de sa performance dans le domaine de la surveillance et du diagnostic de machines, alors qu'elle est tombée dans le domaine public depuis près de 30 ans.

Les démodulations d'amplitude et de fréquence sont des opérations courantes et anciennes en télécommunication. C'est grâce à ces opérations que chacun d'entre nous peut écouter la radio dans sa voiture chaque matin en se rendant au travail. Nous avons cependant tous pu constater en roulant que, brutalement, l'écoute devient inintelligible dès qu'une porteuse d'un émetteur d'une autre chaîne perturbe la bande de fréquence de l'émetteur de la chaîne sélectionnée. L'extraction des fonctions de modulation d'un signal émanant d'une machine est soumise aux mêmes règles et elle se trouve confrontée aux mêmes problèmes mais de manière beaucoup plus aiguë puisque les fréquences porteuses des émetteurs et l'étendue de leur spectre de modulation ne font bien évidemment pas l'objet d'une réglementation. Toute composante parasite, présente dans le spectre utile de modulation d'une porteuse, entraîne irrémédiablement une forte altération de ses fonctions de modulation et peut conduire à de graves erreurs d'interprétation. Par exemple, dans le cas d'un réducteur à deux étages, l'ordre 2 de la fréquence d'engrènement du train MV/PV et ses bandes latérales associées peuvent se situer dans la bande utile de modulation de la composante d'ordre 1 de la fréquence d'engrènement du train GV/MV. C'est à l'opérateur qu'incombe la détermination de l'étendue du spectre « utile » de la porteuse à démoduler et des caractéristiques du filtre passe-bande à utiliser pour l'élimination des composantes parasites. L'extraction des fonctions de modulation peut donc s'avérer une opération complexe et difficile à automatiser ; elle reste du

ressort du spécialiste, bien qu'il nous paraisse essentiel que son existence et ses performances en tant qu'outil de diagnostic et de surveillance soient connues de tout généraliste.

■ L'analyse temporelle synchrone en régime établi

Les signaux délivrés par un accéléromètre fixé sur le palier d'une machine ou par des capteurs de grandeurs dynamiques liées au procédé ou bien encore à l'énergie absorbée ou fournie par cette dernière, véhiculent un très grand nombre d'informations émanant des différents organes la constituant et des différentes altérations susceptibles de les affecter.

La complexité du signal qui véhicule des informations émanant de tous les organes constituant une machine, fait que, à de rares exceptions près, la forme du signal brut délivré par le capteur peut être totalement illisible.

La transformée de Fourier permet bien d'identifier les différentes composantes périodiques constituant le signal et de les classer par familles (la famille des harmoniques de la fréquence de rotation de l'arbre GV, la famille des harmoniques de la fréquence d'engrènement, la famille des harmoniques de la fréquence de rotation de la ligne PV...) mais ne donne pas la position ou le décalage temporel entre différents phénomènes, positionnement qui apporte souvent des compléments d'informations importants pour la formulation d'un diagnostic.

Le moyennage synchrone ou filtrage par peigne est un moyen qui permet de mettre en évidence la constitution temporelle du signal par itération de blocs correspondant à la période du phénomène ou de la famille de composantes à observer. Pour cela, il convient :

- d'échantillonner ou de re-échantillonner le signal à une fréquence multiple de la fréquence de base de la famille considérée. La période T_0 associée à cette dernière correspond alors à un multiple du pas d'échantillonnage ;
- de découper le signal en N blocs de k échantillons consécutifs ;
- de calculer à partir de ces N blocs, un bloc dont l'amplitude a_i ($i = 1$ à k) associée à chaque échantillon de ce bloc est la moyenne arithmétique des amplitudes des N échantillons.

Après l'addition d'un certain nombre de blocs, toutes les composantes du signal non multiples de la fréquence de base de la famille considérée disparaissent et le signal brut de la figure 4.16 devient exploitable. Il montre alors beaucoup plus clairement, après le filtrage et le moyennage (figure 4.17), ce qui se passe pendant un tour de rotation (figures 4.18 ou 4.19).

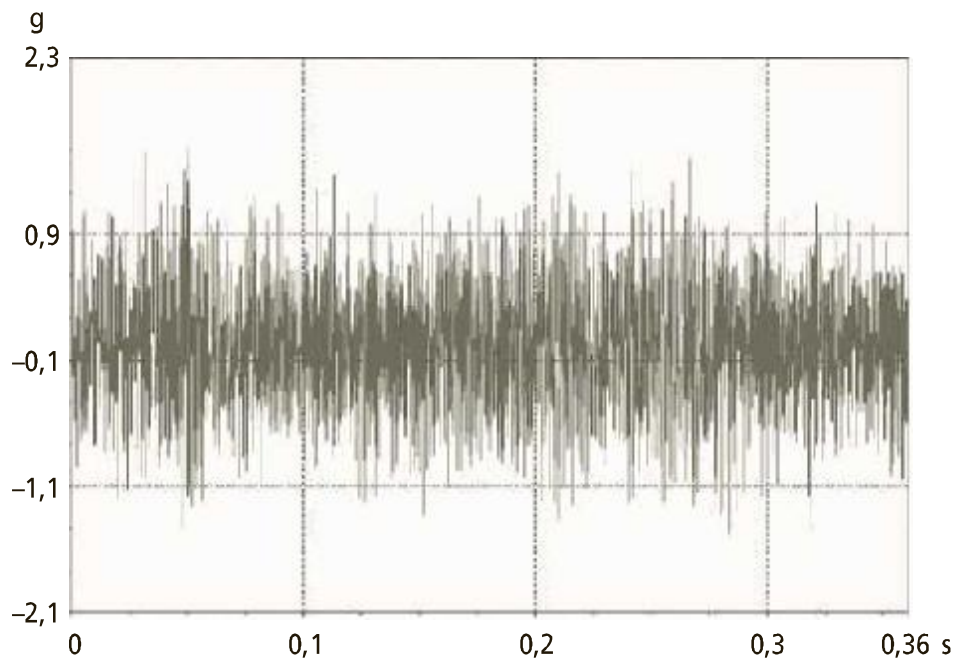


Figure 4.16 – Signal brut délivré par un accéléromètre fixé sur le palier MV d'un multiplicateur entraînant un groupe hydroélectrique.

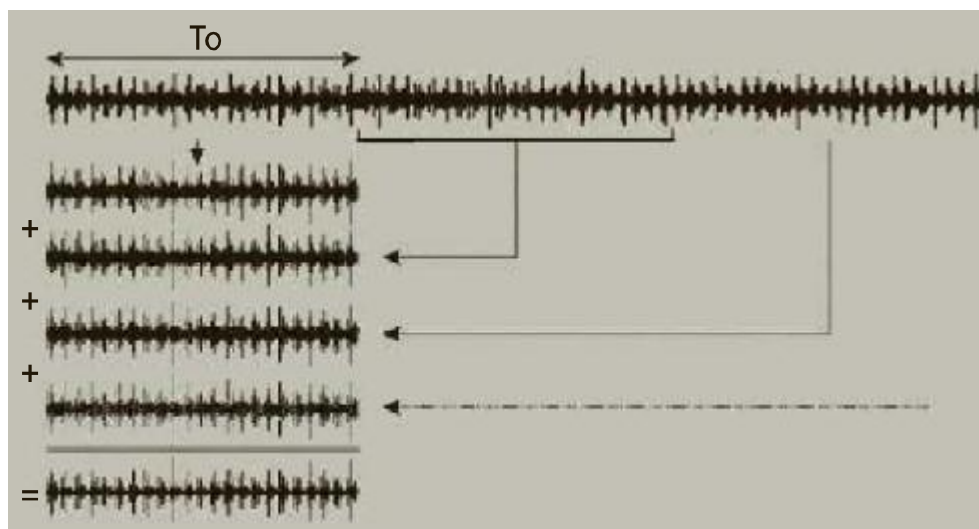


Figure 4.17 – Principe du moyennage synchrone. La période T_0 représentant un tour de rotation peut être calculée avec une très grande précision par analyse spectrale haute résolution. La mise en œuvre du moyennage synchrone ne nécessite l'utilisation d'un tachymètre impulsionnel que pour toute analyse de phase de démarrage ou d'arrêt.

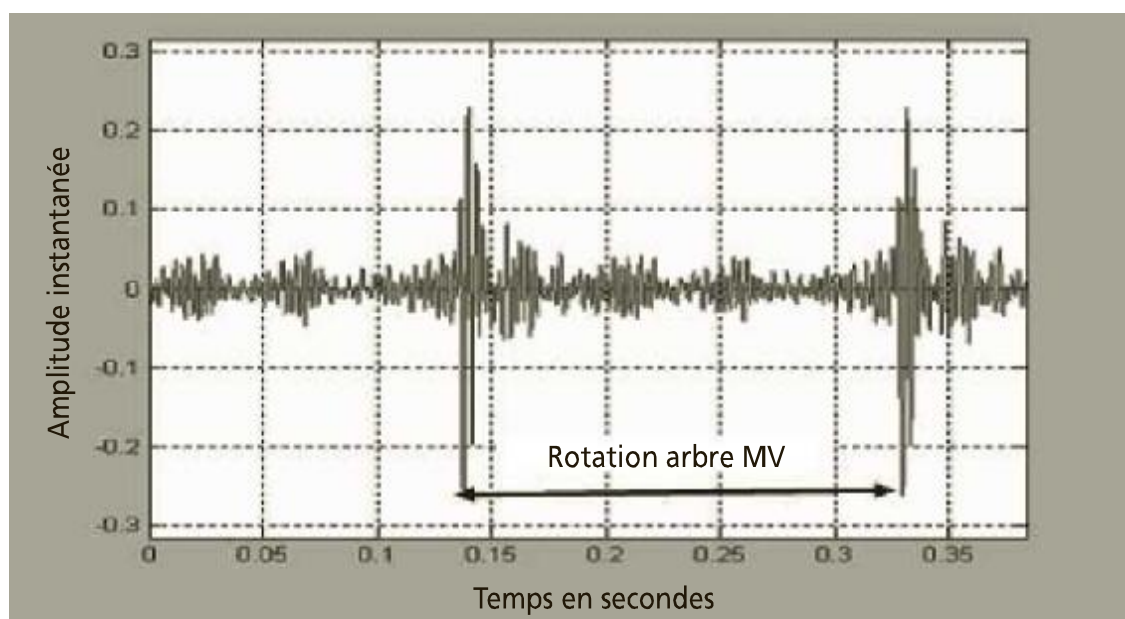


Figure 4.18 – Signal après filtrage par peigne autour de la fréquence d’engrènement du train PV/MV obtenu après moyennage sur 150 rotations de l’arbre MV (moyenne vitesse).

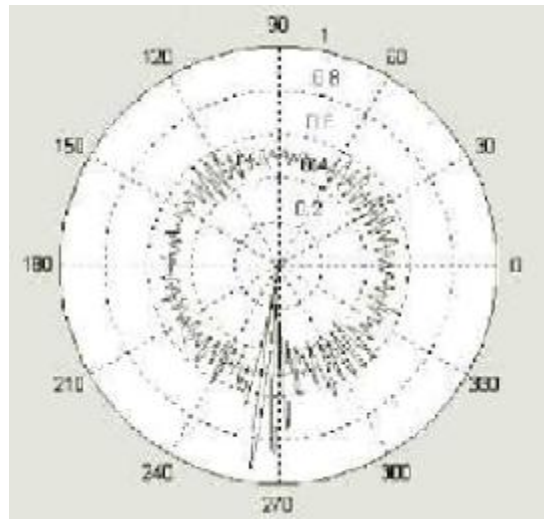


Figure 4.19 – Représentation de l’engrènement du pignon MV (33 dents) sur une rotation de ce dernier. L’examen de la figure montre clairement l’altération de deux dents consécutives affectant ce pignon alors que cette information est tout à fait illisible dans le signal brut (cf. figure 4.16) délivré par les accéléromètres fixés sur les paliers MV à cause des effets de masque induits par l’engrènement de la roue MV (moyenne vitesse) avec le pignon GV (grande vitesse).

Avant de procéder aux opérations de moyennage, le signal brut doit être préalablement conditionné en fonction du phénomène à analyser :

- La fréquence d'échantillonnage doit permettre une représentation correcte du phénomène que l'on souhaite observer (engrènement d'une dent, passage d'une pale d'une turbine, cycle de fonctionnement d'un piston d'un compresseur...). Elle se déduit du nombre de points (≥ 10) choisi pour représenter le phénomène recherché. À titre d'exemple, la fréquence d'échantillonnage pour représenter l'engrènement de la roue PV constituée de 128 dents, dont la fréquence de rotation est de 10 Hz, devra être au moins égale à 12 800 Hz.
- Le signal doit faire l'objet d'un filtrage préalable afin d'adapter son contenu spectral au spectre « utile » du phénomène que l'on cherche à représenter (nombre d'harmoniques, nombre de paires de bandes latérales...) et être éventuellement démodulé selon le phénomène à analyser.

Ces opérations de filtrage et de démodulation restent complexes et ne doivent en aucun cas altérer le signal dans sa bande utile, ce qui nécessite l'utilisation de techniques de filtrage sans déphasage et des filtres à caractéristiques très précises non disponibles à ce jour dans la quasi-totalité des systèmes dédiés à la surveillance et au diagnostic de machines. Il faut, comme pour la démodulation de porteuses sinusoïdales, utiliser des logiciels de traitement mathématiques externes (Matlab, Labview...). Rappelons que ces techniques d'analyses très poussées, elles aussi tombées dans le domaine public depuis plus de deux décennies, sont données dans cet ouvrage à titre d'information pour que tout utilisateur sache ce qu'il peut en attendre bien qu'elles nécessitent pour leur application les compétences d'un spécialiste chevronné.

Ces techniques de filtrage par analyses synchrones peuvent, bien sûr, être juxtaposées aux techniques de démodulations d'amplitude ou de fréquences cinématiques (*cf.* chapitre 4.2 5) pour donner une image précise des variations de charge ou de couple dues, par exemple, à un matage de clavette sur une roue dentée, ou à un défaut de montage du cardan d'entraînement sur une presse (figure 4. 20 a et b).

Remarque

En présence d'un phénomène de modulation, les critères d'appréciation de gravité ne correspondent pas aux variations absolues d'une grandeur (amplitude ou fréquence) mais à ses taux de modulation qui se définissent par le rapport de ses variations relatives (crête à crête ou efficace) à sa valeur moyenne.

On quantifie de manière globale la FMA d'un signal par ses deux taux de modulation d'amplitude crête à crête (TMA) et efficace (TMA eff) et sa FMF par ses deux taux de modulation de fréquence (TMF) et (TMF eff).

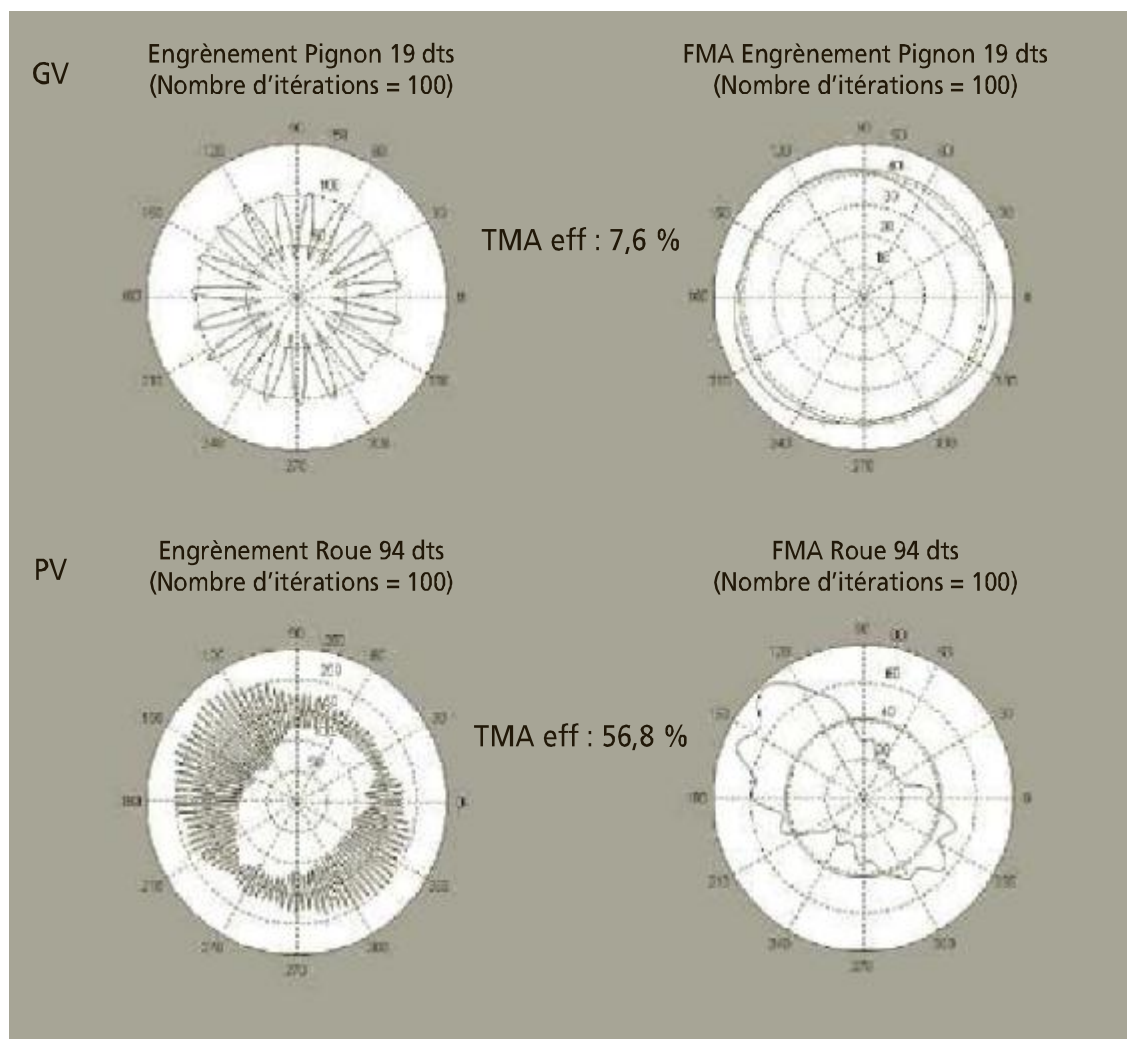


Figure 4.20 a – Défaut de montage de cardan entre une presse à papier et un réducteur. Les FMA (fonction de modulation en amplitude) de l'engrènement donnent une image très précise de la charge de chaque dent du pignon GV (19 dents) et de la roue PV (94 dents). Si la charge de chaque dent sur la roue PV était identique, l'engrènement ne serait pas modulé et la représentation polaire de la FMA serait un cercle, comme c'est le cas pour l'engrènement du pignon GV. Le déalignement du cardan induit une charge de denture excessive deux fois par tour, ce qui se traduit par une FMA de forme elliptique très aplatie et un taux de modulation élevé.

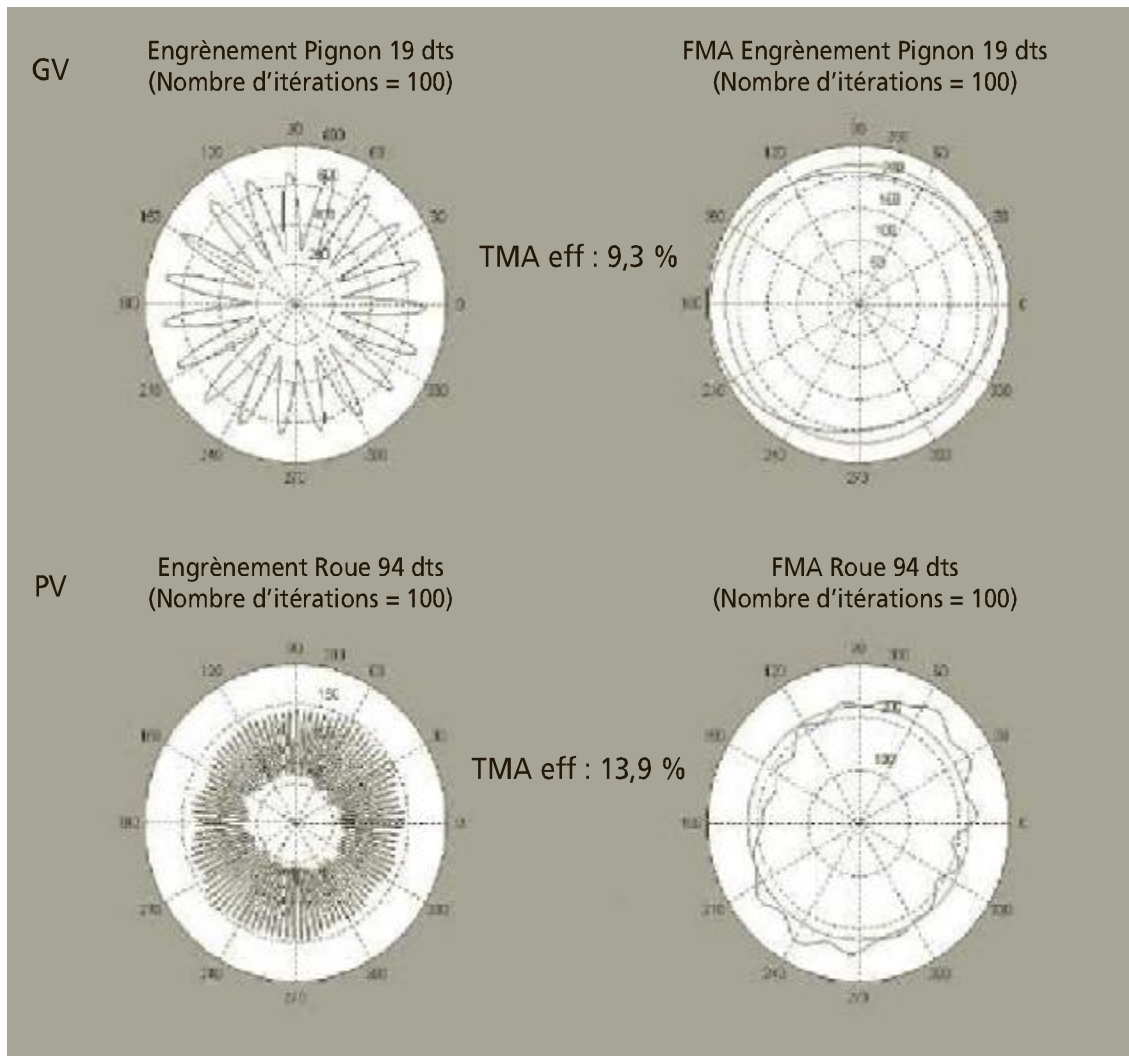


Figure 4.20 b – FMA après reprise du délignage. La charge de denture de la roue PV est redevenue normale et la FMA redevenue quasi circulaire avec un taux de modulation TMA qui passe de 56,8 % à 13,9 % sur le PV.

4.2.3 Exemple d'interaction de l'ensemble des techniques précédentes sur un défaut de denture

Cet exemple, pris sur un cas réel, montre à travers l'utilisation des différentes techniques de diagnostic précédemment évoquées la démarche déductive logique de recherche d'une cause de dysfonctionnement.

Alors que les techniques globales de surveillance périodique ne donnaient aucune alerte, l'exploitant, devant les enjeux économiques de risque de panne,

décide de faire une prise automatique de spectres sur le réducteur d'un broyeur de cimenterie. Devant une légère augmentation de l'amplitude de la fréquence d'engrènement du train PV (46,48 Hz) et la forme évasée de son pied, révélées sur l'un des spectres basses fréquences (0-100 Hz) pris en radial horizontal sur le palier de sortie du réducteur (figure 4.21 a), il est décidé de faire un zoom sur ce spectre pour vérifier la présence ou non de modulations.

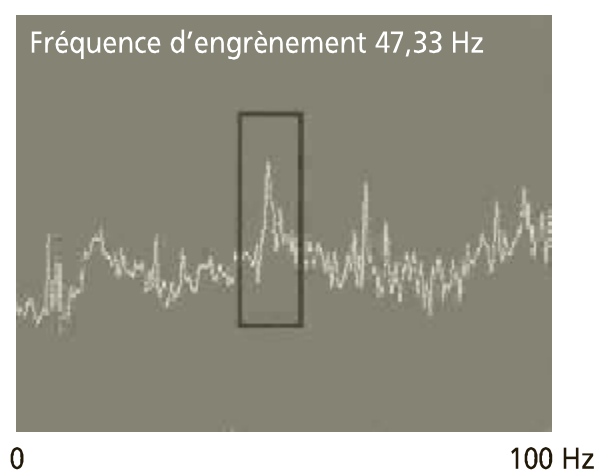


Figure 4.21 a – Spectre basses fréquences du réducteur. Ce spectre met en évidence la fréquence d'engrènement à 47,33 Hz sans autre précision.

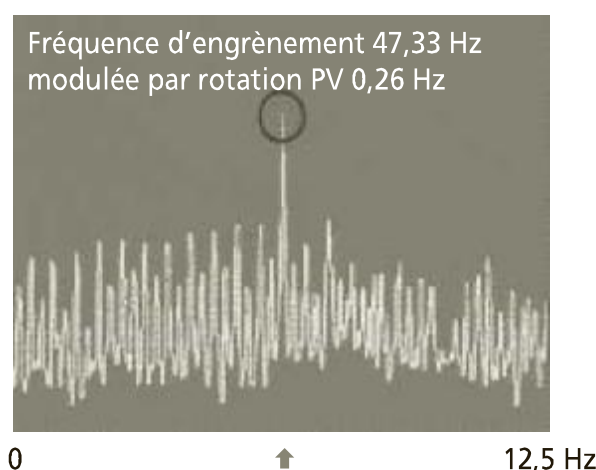


Figure 4.21 b – Zoom effectué sur spectre précédent. Ce zoom effectué autour de la fréquence d'engrènement (47,33 Hz) montre une série de bandes latérales symptomatiques de défauts de type choc, de contraintes ou de jeux d'engrènement.

Le zoom (figure 4.21 b) effectué autour de la fréquence d'engrènement sur une plage de 10 Hz montre bien, effectivement, de nombreuses bandes latérales de modulation de diverses fréquences mêlées, traduisant l'existence de contraintes, jeux ou chocs agissant sur l'engrènement. Plusieurs familles de composantes semblant être à l'origine de ces modulations, un cepstre est effectué pour qualifier la fréquence de ces familles et quantifier leur énergie. Le cepstre (figure 4.21 c) effectué sur ce zoom permet en effet de connaître et de quantifier avec précision la fréquence maîtresse de ces modulations, qui se produisent principalement à 0,25 Hz, fréquence de rotation de l'arbre PV du réducteur.

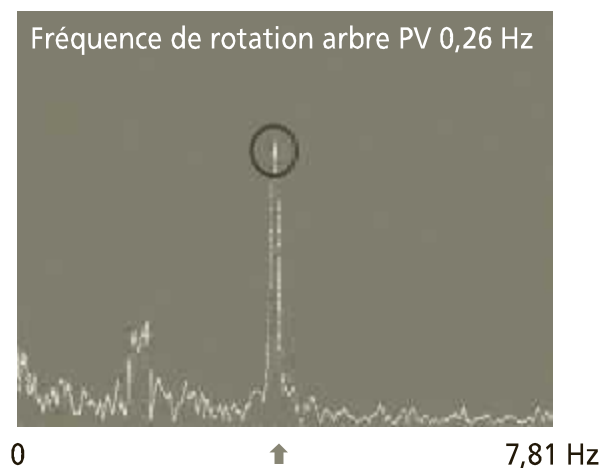


Figure 4.21 c – Cepstre sur zoom précédent. Cepstre qui va permettre de préciser la fréquence du défaut générateur de la modulation autour de l'engrènement et d'en quantifier l'énergie.

Les démodulations en amplitude et en fréquence (figures 4.21 d) préciseront que les modulations sont de type effort traduisant un cintrage ou faux rond sur l'arbre ou des criques sur la denture.

L'analyse temporelle synchrone (figure 4.21 e) permettra quant à elle de constater que le phénomène se produit deux fois par tour de façon quasi symétrique, ce qui permet d'en déduire qu'il s'agit probablement d'un ratrape de jeu de rainure de la clavette matée sur la couronne de sortie qui frappe à chaque demi-tour, au moment où le pignon entraîne la couronne et sa clavette et le moment où le poids de la couronne fait basculer la clavette sur l'épaule opposé.

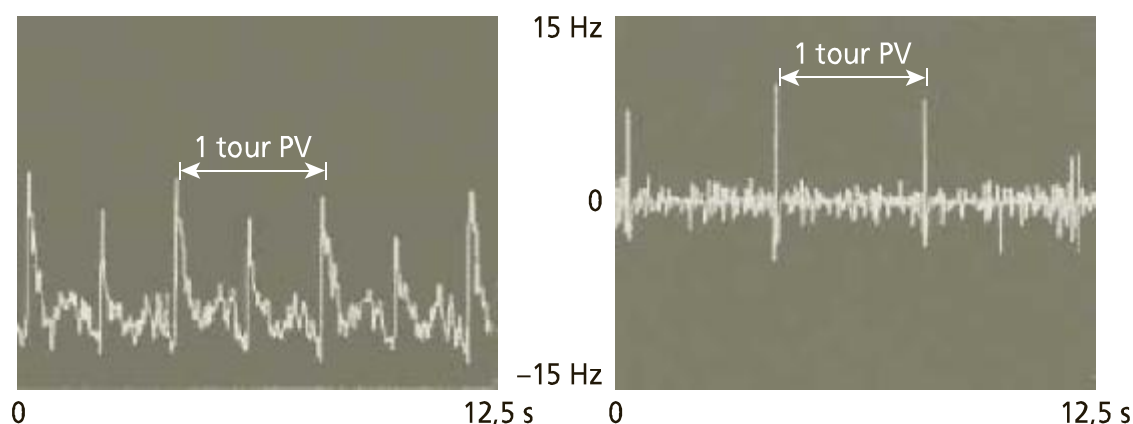


Figure 4.21 d – Démodulation d’amplitude et démodulation de fréquence centrées sur la fréquence d’engrènement. Ces deux démodulations permettent de déterminer avec précision que le défaut module à la fois l’amplitude (défaut de type effort comme un cintrage de rotor ou des criques de denture) et la fréquence (défaut de type variation de couple comme un jeu, ou une denture usée).

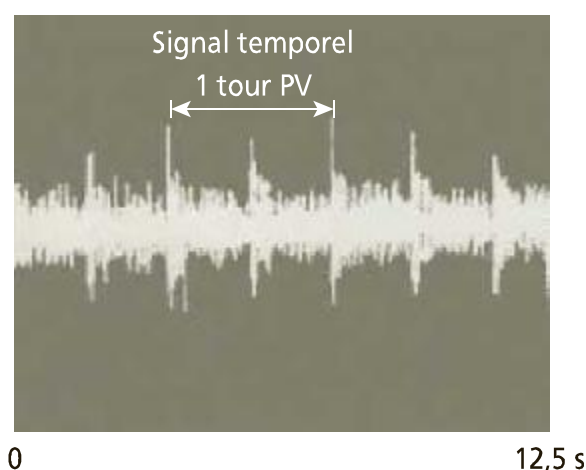


Figure 4.21 e – Analyse temporelle synchrone du signal : Analyse qui met en évidence le nombre et la position relative des phénomènes se produisant à chaque tour de l’arbre PV.

D’autre part, le spectre hautes fréquences (0-10 000 Hz) met en évidence (figure 4.21 f) une résonance symptomatique d’un défaut de type chocs, sans pouvoir préciser s’il s’agit d’un défaut aléatoire dû par exemple à un graissage défectueux ou d’un défaut périodique comme un endommagement de roulement.

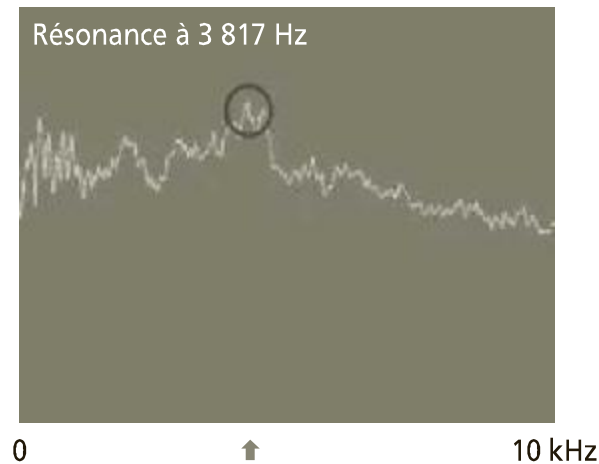


Figure 4.21 f – Spectre hautes fréquences du réducteur. Ce spectre permet de détecter l'existence de chocs par l'excitation d'une résonance à 3 817 Hz.

La détection d'enveloppe (figure 4.21 h) permettra de déterminer la fréquence du défaut, et connaissant les caractéristiques des roulements équipant le réducteur, d'en déduire qu'il s'agit d'un écaillage du roulement 22 320 équipant l'un des paliers PV du réducteur, à changer au prochain arrêt.

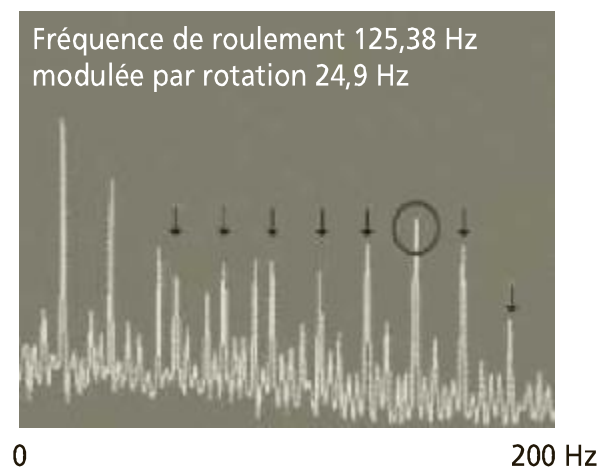


Figure 4.21 g – Détection d'enveloppe sur résonance à 3 817 Hz. Détection qui permet de connaître la périodicité des chocs et d'en déduire l'origine.

À retenir

La démarche déductive d'un diagnostic s'appuie donc sur la recherche des **fréquences cinématiques** de la machine et de **leurs harmoniques** (ou de leurs sous-harmoniques), c'est le rôle du **spectre** ; sur l'étude des **résonances**, c'est le rôle de la **détection d'enveloppe** ; et sur l'analyse des phénomènes de **modulations**, mis en évidence grâce au **zoom** aidé éventuellement du **cepstre** et enfin, lorsque l'enjeu économique en vaut la chandelle, déterminés en nature (modulation d'amplitude ou modulation de fréquence) par les techniques de **démodulation**.

4.3 Les analyses complémentaires spécifiques

Ces analyses, généralement complémentaires des techniques habituelles précédemment exposées, spécifiques à un type de machines (électriques ou à régime variable) ou particulières en fonction de la technique utilisée (analyse du courant d'alimentation, analyse des phases), permettent souvent, lorsque c'est nécessaire, d'affiner encore le diagnostic.

4.3.1 L'analyse de l'intensité du courant

Toute variation du flux du courant d'alimentation d'un moteur se traduit par un courant induit inverse, proportionnel à la variation et de même fréquence. Cette variation peut être due à une fluctuation de couple ainsi qu'à tout mouvement intempestif ou à une mise en vibration du circuit magnétique à l'intérieur du solénoïde constitué par le stator.

Cette propriété est mise à profit en priorité pour surveiller des machines à chaîne cinématique simple mais difficiles d'accès (pompes immergées, milieu stérile ou microbien, nucléaire, cryogénie, hautes températures), même si le traitement du signal est parfois rendu délicat par l'effet de masque constitué par les harmoniques de l'intensité du courant et les faibles valeurs des amplitudes des intensités des courants induits par les vibrations du rotor.

Cette propriété est aussi utilisée pour la surveillance de machines plus traditionnelles lorsque l'on cherche à détecter l'apparition de chocs induits par des rattrapages de jeux angulaires ou des fluctuations de couple sans devoir arrêter la machine pour la mise en place souvent intrusive, lourde et onéreuse de couplemètres ou de jauges de contrainte.

Les mesures sont faites à distance à l'aide d'une simple pince ampèremétrique à effet Hall aux bornes d'un shunt ou d'un ampèremètre au tableau

d'alimentation. Les fluctuations de couple vont se traduire par une modulation de l'amplitude et de la fréquence des composantes constituant l'intensité du courant d'alimentation et par une modulation de la fréquence de rotation du moteur. Les techniques de traitement du signal à mettre en œuvre dépendent dans leurs modalités de la grandeur physique analysée (intensité du courant, vitesse de rotation) et du type de moteur (CC ou AC). Elles reposent essentiellement sur l'analyse du spectre (voir exemple d'un défaut de lignage de poulies sur un moto ventilateur figure 4.22.a) et sur la démodulation de composantes sinusoïdales précédemment évoquée (figures 4.22.b, 4.23 et 4.24).

Dans le cas d'un moteur à courant continu, le traitement du signal consiste en une analyse spectrale basses fréquences dont l'étendue et la résolution se définissent à partir du fichier cinématique de la machine et en une démodulation de l'amplitude et de la fréquence de la composante de Graëtz.

Dans le cas d'un moteur alternatif, le traitement consiste en un filtrage passe bande du signal autour de la composante principale du courant et en une démodulation de l'amplitude et de la fréquence de cette dernière.

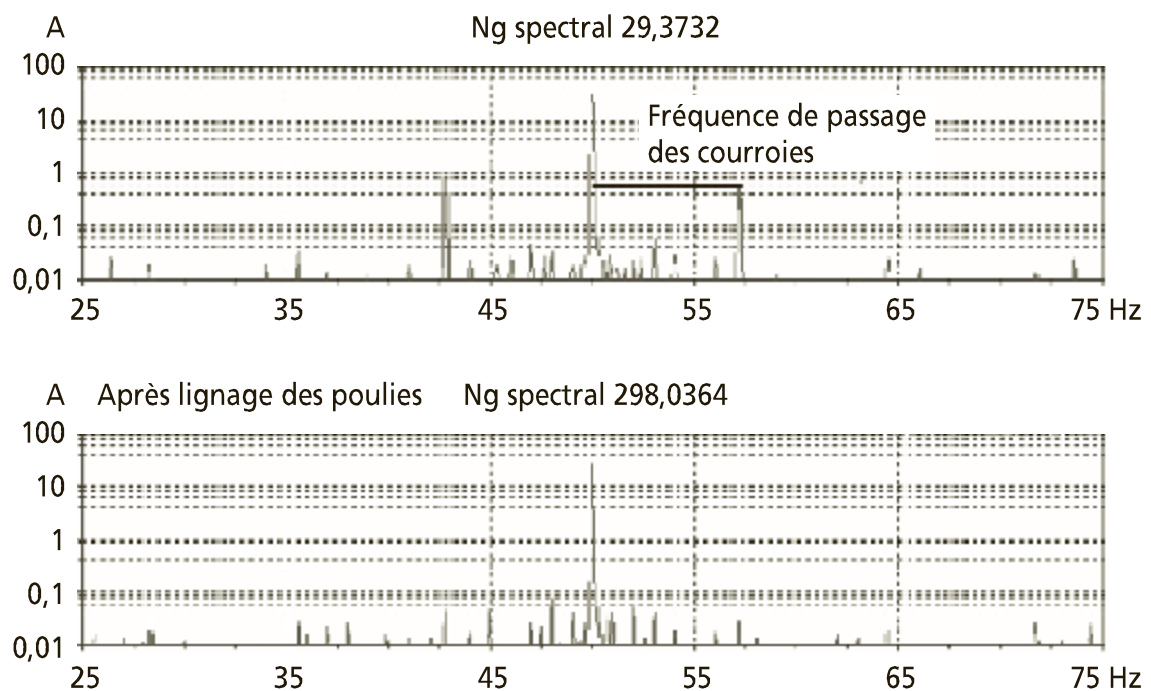


Figure 4.22 a – Spectres de la composante principale de l'intensité du courant d'alimentation d'un groupe moto-ventilateur avant et après reprise du lignage des poulies. Avant, on peut noter la présence d'une paire de bandes latérales dont l'espacement correspond à la fréquence de passage de courroies.

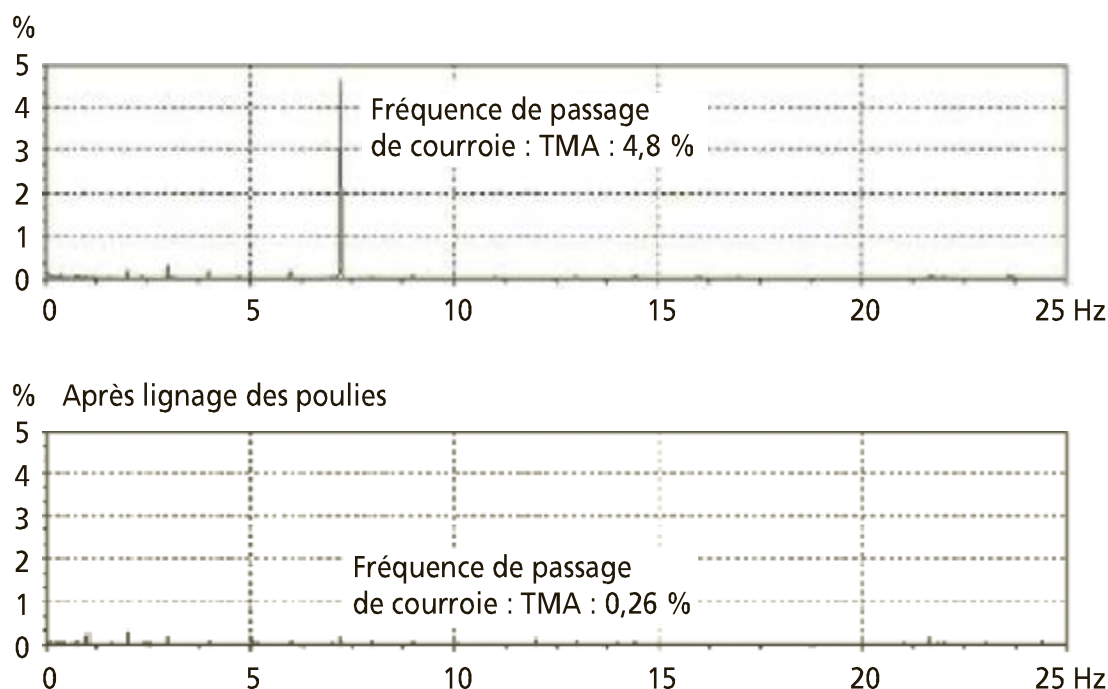


Figure 4.22 b – Spectres des FMA (fonction de modulation d’amplitude) de la composante principale du courant avant et après reprise du lignage des poulies.

La raie à la fréquence de passage des courroies a pratiquement disparu (Le taux de modulation effectif (TMA eff) de l’intensité du courant induit par le défaut de lignage passe de 4,8 % à 0,26 %). Il est important de noter que ce défaut n’avait aucun impact significatif sur les signatures vibratoires du ventilateur et de son moteur d’entraînement.

Dans le cas d’un signal tachymétrique délivré par un capteur de vitesse angulaire à incrémentation à N tops par tour ($N = 512, 1024, 2\,048...$), le traitement consistera en un filtrage passe-bande autour de la fréquence tachymétrique suivi de sa démodulation en fréquence et d’une division par N de l’amplitude du signal obtenu.

■ Exemple d’utilisation conjointe de l’analyse du courant et du filtrage par peigne par moyennage synchrone

Cas d’une turbine Kaplan à quatre pales orientables entraînant un alternateur via un multiplicateur.

L’analyse du spectre de la figure 4.23 révèle, autour de la fréquence du courant délivré par l’alternateur (50 Hz), la présence de bandes latérales de modulation

espacées de la fréquence de passage (7,5 Hz) des pales de la turbine (ordre 4 de la fréquence de rotation de la turbine).

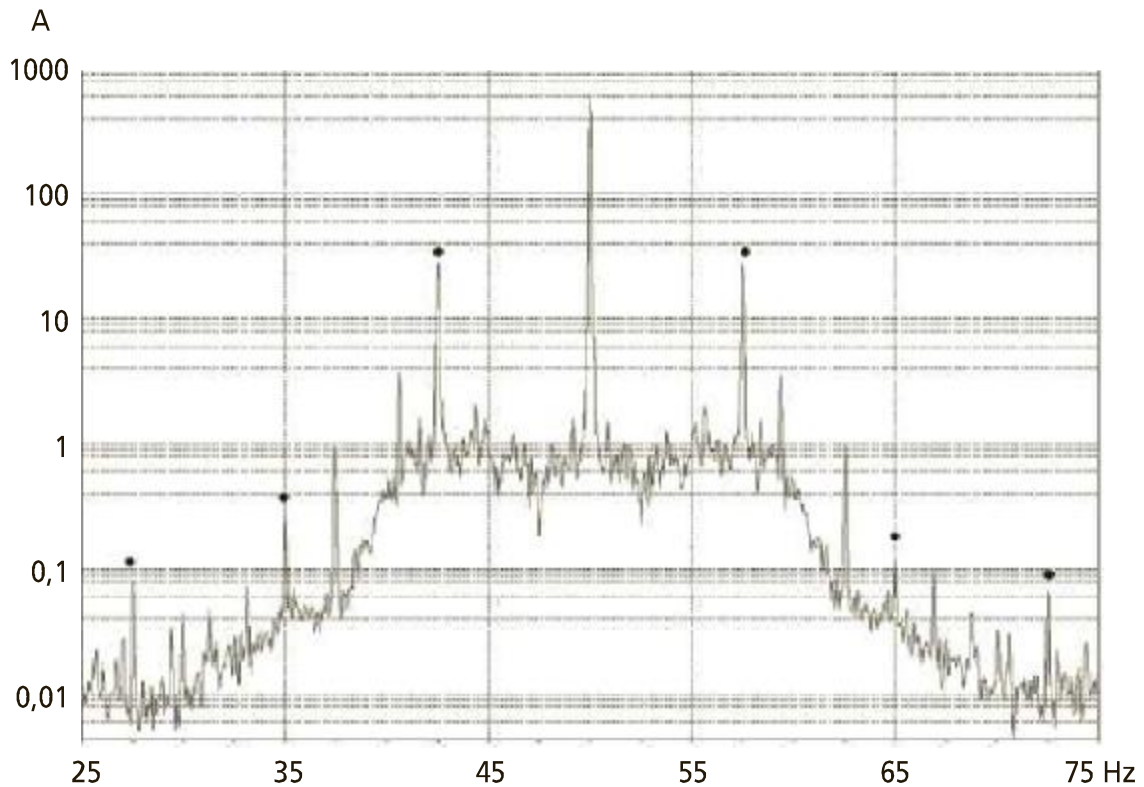


Figure 4.23 – Spectre montrant les bandes latérales espacées de 7,5 Hz, occasionnées par le passage des pales de la turbine autour de la composante principale de l'intensité du courant délivré par l'alternateur.

L'examen de la figure 4.24 a montre que le spectre de la fonction de modulation d'amplitude (FMA), dont l'échelle d'amplitude est directement graduée en taux de modulation, est essentiellement constitué par un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation de la turbine et dans lequel émerge la composante d'ordre 4 qui correspond à la fréquence de passage des pales. À ce stade, on ne peut que conclure à une nette excentration de la turbine par rapport au manteau de roue. Le jeu radial pale/manteau n'est pas constant. La puissance délivrée par la turbine et, par voie de conséquence, l'intensité du courant délivré par l'alternateur dépend de ce jeu. L'intensité sera maximale lorsque le jeu pales/manteau de roue sera minimal et elle diminuera lorsque ce jeu augmentera. Il est difficile, à partir de ce spectre, de se représenter la forme de la FMA induite par la rotation de la turbine.

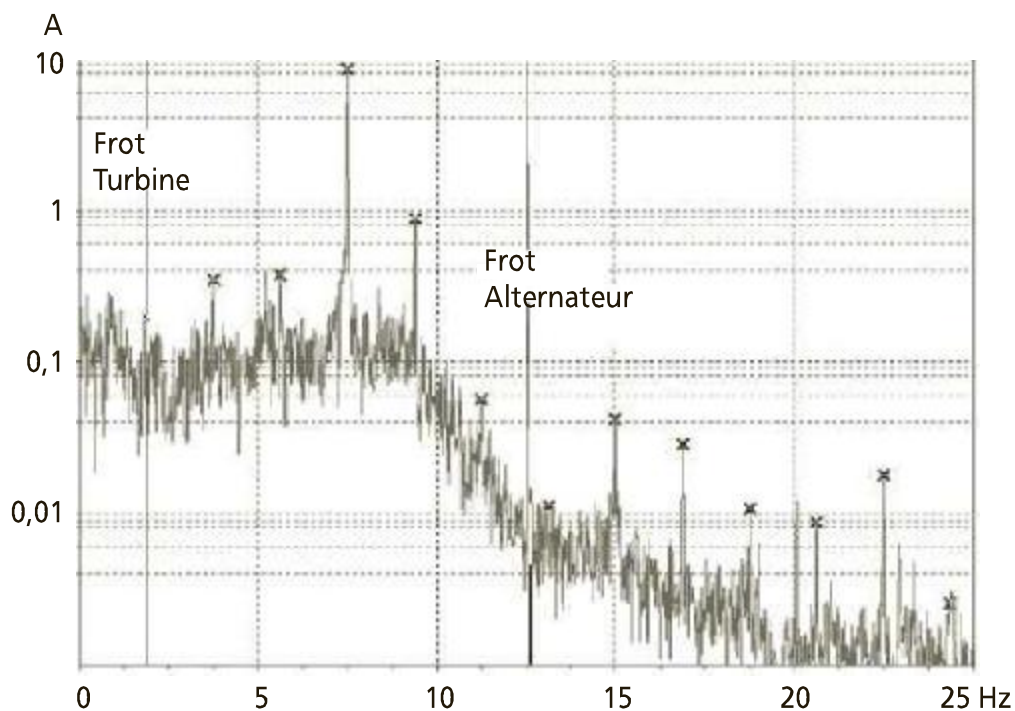


Figure 4.24 a – Spectre de la FMA de la composante fondamentale du courant.

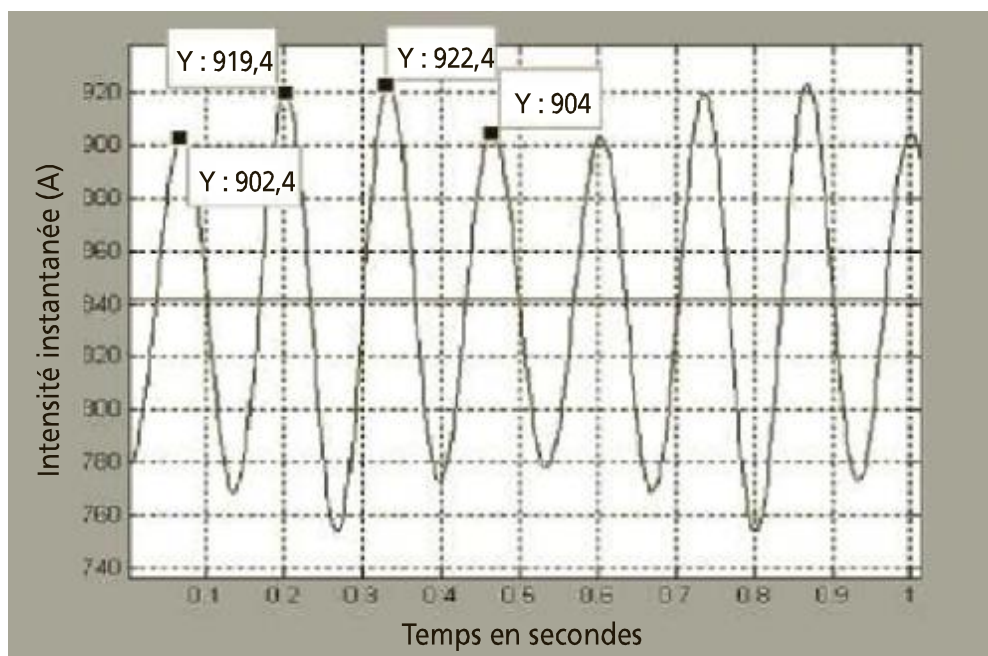


Figure 4.24 b – FMA de l'intensité du courant induite par le passage des pales de la turbine affichée sur deux rotations de cette dernière.

L'examen de la figure 4.24 b montre que l'intensité du courant varie bien à chaque passage de pales et que l'intensité maximale diffère d'une pale à l'autre et fortement en ce qui concerne les pales 1 (902,4 A) et 4 (904,0 A) au regard de l'intensité des pales 2 (919,4 A) et 3 (922,4 A). La puissance fournie par une turbine Kaplan dépend fortement de l'angle d'inclinaison des pales, ce qui permet d'affirmer l'existence de jeux dans le mécanisme d'orientation de ces dernières. Il résulte de ces deux anomalies une fatigue torsionnelle importante susceptible d'altérer à terme le clavetage de la roue PV du multiplicateur.

4.3.2 L'analyse des déphasages

La transformée de Fourier ne donne aucune information sur les déphasages entre composantes. Cela signifie que des phénomènes se produisant à la même fréquence mais en des temps différents seront confondus dans le spectre (figure 4.25). Le spectre, par exemple, sera identique pour la dégradation d'un pignon de réducteur, que celui-ci ait une ou plusieurs dents cassées (à moins qu'il y ait symétrie de défauts).

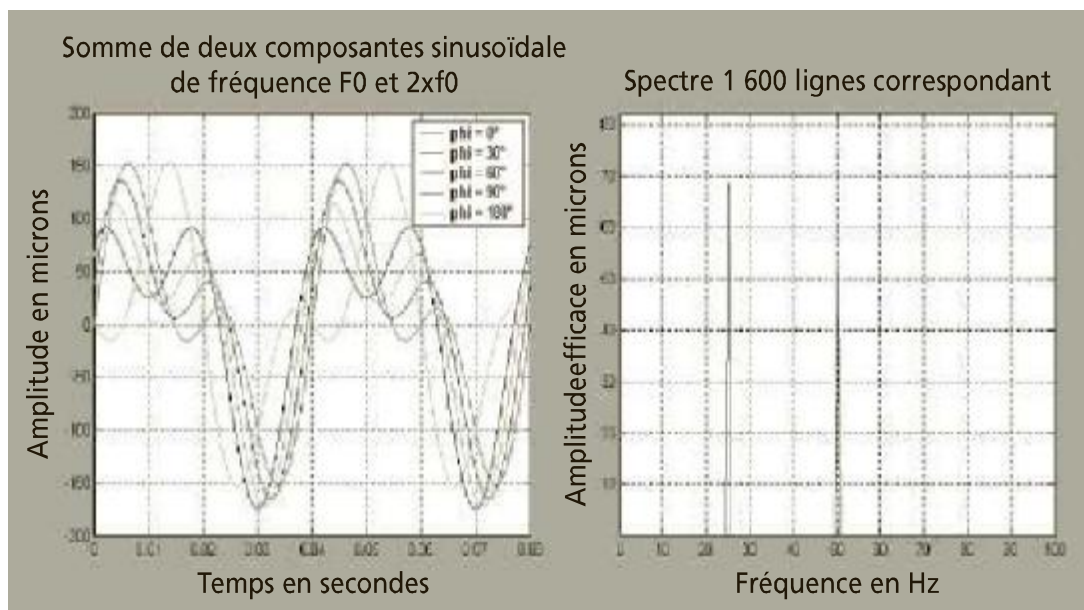


Figure 4.25 – Somme de deux composantes sinusoïdales de fréquence f_0 et $2f_0$.
Les spectres d'amplitude de ces cinq signaux sont identiques alors qu'ils présentent des formes temporelles très différentes.

On appelle « déphasage » l'écart temporel entre deux signaux sinusoïdaux de même fréquence, écart que l'on exprime le plus souvent en degré ou en

fraction de tour (figure 4.26). Ce déphasage, qui renseigne donc sur le décalage de deux phénomènes ou sur le décalage entre la manifestation de ce phénomène et sa réponse au point de mesure, se détermine généralement analogiquement avec un phasemètre ou se calcule numériquement généralement à partir de l'interspectre entre deux signaux, l'interspectre se définissant comme le produit de la transformée de Fourier du premier signal par le conjugué de la transformée de Fourier du second.

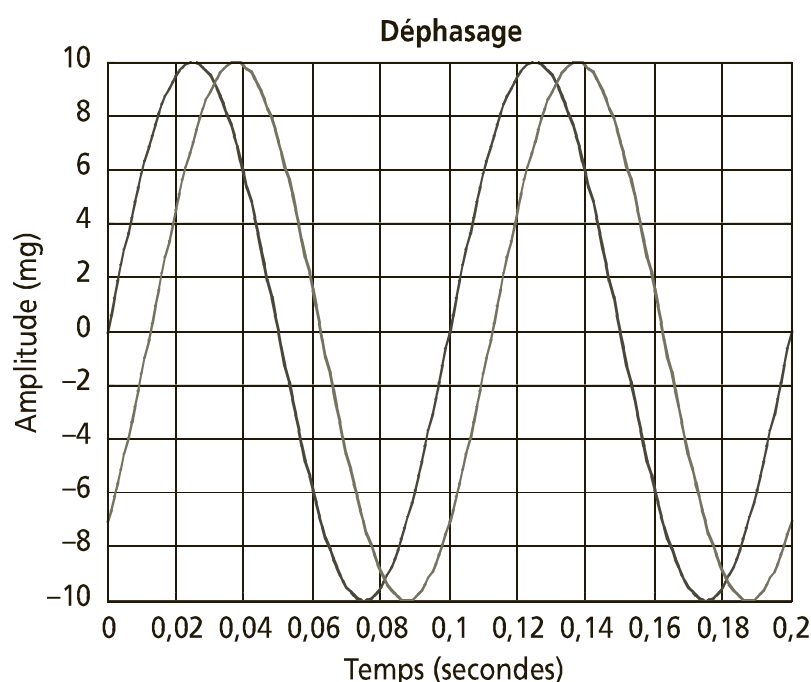


Figure 4.26 – Acquisition synchrone de signaux filtrés autour de la fréquence de rotation délivrés par deux accéléromètres fixés sur un même palier selon deux directions radiales orthogonales. Les maxima sont ici décalés de 90° . Les spectres de ces deux signaux sont identiques alors que les signaux temporels sont différents.

■ Applications

□ 1 – Analyse des orbites

Une vibration est une grandeur vectorielle au même titre que la force dynamique qui la génère. Il est donc important de connaître le mouvement vibratoire d'un point dans l'espace, au moins dans un plan radial par rapport à l'axe de rotation, c'est-à-dire de pouvoir observer l'orbite du mouvement de l'arbre dans un palier ou le mouvement radial de ce dernier. Ainsi, un défaut de

balourd va répartir son effet maximum pendant la durée d'un tour en tous points de la circonférence d'un palier. Entre deux mesures simultanées effectuées selon deux directions radiales orthogonales, le déphasage de la composante d'ordre 1 de la fréquence de rotation pour les deux directions considérées sera théoriquement d'un quart de tour ou plus généralement, du fait des différences de raideurs dynamiques du palier, entre 70 et 110°.

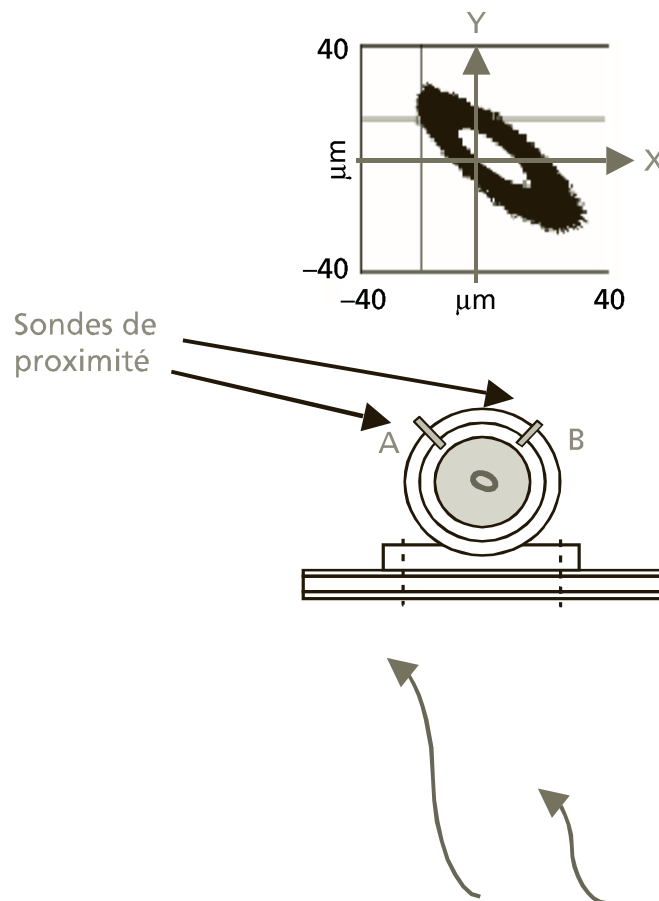


Figure 4.27 – Trajectoire ou orbite de l'arbre dans son palier obtenue à partir des signaux délivrés par deux sondes de proximité placées à 90°.

Le tracé d'une orbite consiste à créer une courbe de Lissajous à partir de deux signaux issus de deux capteurs fixés sur un palier selon deux directions radiales orthogonales. La forme de l'orbite, qui donne alors des informations très précises sur la nature du défaut, dépend du déphasage des signaux délivrés par les deux capteurs (figure 4.27). Dans le cas d'une vibration sinusoïdale de même fréquence et d'amplitude identique, le mouvement est circulaire si

le déphasage est voisin de 90° , rectiligne pour un déphasage voisin de 0° ou de 180° , ou elliptique pour les autres situations.

- Le tracé de l'orbite à l'ordre 1 de la fréquence de rotation est-il circulaire ou elliptique, faiblement excentré ou elliptique quasi rectiligne ?
- Axialement, les quatre points cardinaux d'un palier vibrent-ils en phase ou en opposition de phase deux à deux ?
- Pour une direction de mesure donnée, deux paliers consécutifs se déplacent-ils en phase ou en opposition ?

Les réponses à ces différentes questions permettent d'affiner un diagnostic de balourd (balourd statique, balourd dynamique...), de défaut de lignage, de déformation de ligne d'arbres, de charge directionnelle... (cf. chapitre 5)

Dans le cas où le signal n'est pas sinusoïdal mais présente un taux de distortion harmonique élevé, les formes des orbites peuvent devenir beaucoup plus complexes comme le montrent les figures 4.28 et 4.29, présentant des boucles ou des points de rebroussement.

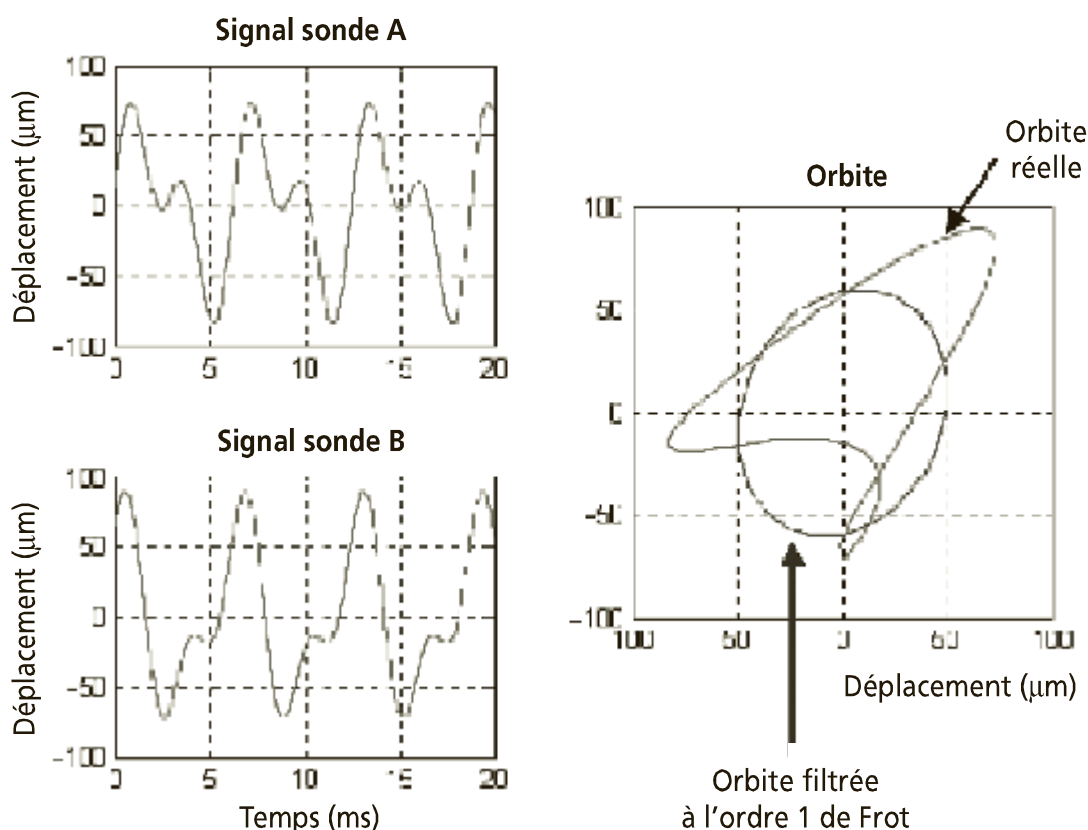


Figure 4.28 – Orbite filtrée à l'ordre 1 de la fréquence de rotation et orbite réelle.

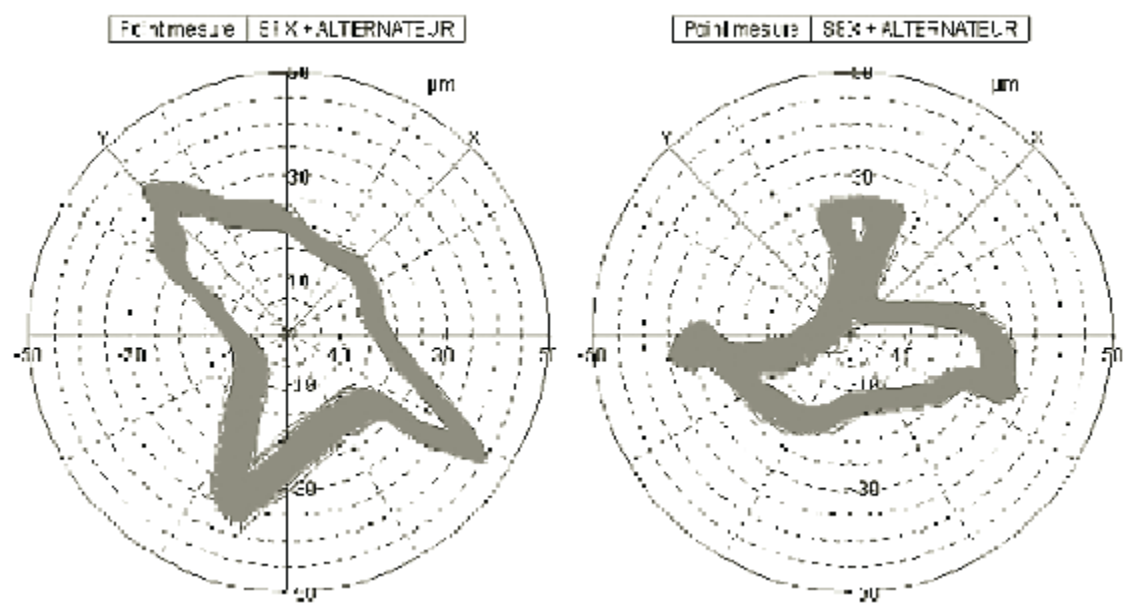


Figure 4.29 – Orbites du mouvement de l'arbre (déplacement relatif) dans deux paliers consécutifs en présence d'un défaut de lignage.

☐ 2 – Équilibrage des rotors

Les techniques d'équilibrage utilisent la phase pour déterminer les valeurs et les positions des masses correctrices par rapport à celles des masses d'essais.

☐ 3 – Analyse modale des structures

Nous savons qu'un système mécanique peut être décomposé en un grand nombre de systèmes masses ressorts à un degré de liberté en parallèle, caractérisé chacun par sa fréquence d'oscillations libres, et qu'il existe un décalage entre l'application d'une force dynamique et la réponse de chaque système. Pour les systèmes très peu amortis, la réponse est pratiquement en phase lorsque la fréquence d'excitation est inférieure à la fréquence propre et en opposition de phase lorsqu'elle se situe au-dessus (*cf.* chapitre 1). C'est cette propriété qui est souvent utilisée pour statuer sur l'existence réelle d'un mode et pour analyser le comportement vibratoire de l'ensemble d'une machine et de sa structure support. On procède à un maillage de l'ensemble à étudier et on choisit un point de référence. Cette opération peut s'effectuer en marche ou à l'arrêt.

En marche, les forces d'excitation sont internes à la machine. On mesure à l'aide d'un capteur tri axial le mouvement relatif de chaque nœud du maillage

par rapport à un point fixe de référence. Un logiciel d'analyse de déformées calcule automatiquement les transferts vibratoires de chaque nœud par rapport au point de référence et permet de tracer pour chaque fréquence excitatrice (figure 4.30) la déformée opérationnelle de la machine et des structures qui lui sont liées (châssis support, tuyauterie...).

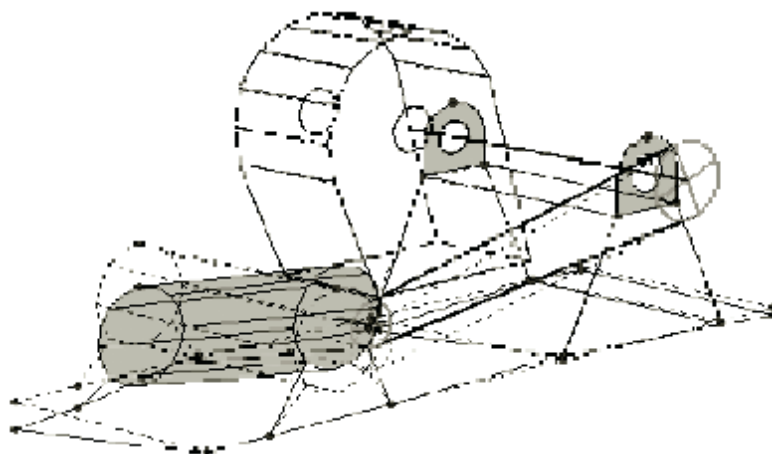


Figure 4.30 – Déformée en fonctionnement d'un groupe moto ventilateur à la fréquence de rotation du moteur. L'examen de cette déformée montre clairement un défaut d'encrage du châssis au niveau du moteur du côté opposé à la poulie.

À l'arrêt, chaque nœud du maillage est excité à l'aide d'un marteau de chocs (marteau instrumenté d'un capteur de force) et le point de référence est équipé d'un capteur dans les trois plans. Un logiciel calcule pour chaque point du maillage le transfert force/vibration et extrait automatiquement les différentes fréquences de résonance à partir d'un test automatique de cohérence et de rotation de phase, permettant de tracer la déformée modale associée à chaque fréquence propre identifiée.

L'analyse de ces deux déformées (en marche et à l'arrêt) apporte des éléments essentiels pour la formulation d'un diagnostic. Elle permet de savoir comment se déforme ou se déplace la machine et la structure qui lui est associée et de déterminer si l'origine d'un niveau vibratoire élevé à une fréquence donnée est due à l'existence d'un défaut intrinsèque au fonctionnement de la machine ou à l'excitation d'une fréquence propre d'un mode de suspension ou de déformation de cette dernière. De plus, la connaissance de la déformée modale du mode excité ou de la fréquence de suspension excitée (pompage, tangage, roulis...) permet le plus souvent de déterminer de manière intuitive les modifications de structure ou de suspension à apporter pour résoudre le problème.

4.3.3 Cas des machines à régime variable

Toutes les machines ne fonctionnent pas à vitesse ou charge constantes (ce qui rend très difficile l'interprétation des évolutions d'éventuels indicateurs de surveillance périodique). Il est cependant bien souvent nécessaire de connaître avec précision les zones de fonctionnement critiques de ces machines, soit pour exclure ces zones des plages d'exploitation, soit pour en tenir compte au niveau des seuils de surveillance. Deux cas de figures sont à considérer :

■ La vitesse de rotation est constante mais la charge varie

Dans le cas d'un comportement dynamique affecté seulement par une variation de la charge, qui modifie principalement la puissance absorbée (ou fournie) par la machine et très légèrement la vitesse de rotation dans le cas d'un entraînement par un moteur asynchrone, l'analyse va se limiter à tracer l'évolution d'un certain nombre d'indicateurs (amplitude des premiers ordres de la fréquence de rotation, orbite du mouvement d'une ligne d'arbres dans ses paliers pour les turbomachines, taux de modulation de l'engrènement d'un train d'engrenages...) en fonction d'un paramètre indicatif des variations de la charge (angle d'ouverture des pales d'une turbine Kaplan, puissance délivrée par un alternateur, débit d'un compresseur ou d'une pompe, ouverture des ventelles d'un ventilateur ou température du fluide véhiculé, température de l'huile de lubrification des paliers). Tous ces paramètres peuvent avoir un impact important sur le comportement dynamique de la machine en induisant des déformations, des dilatations, des réductions de jeux, des déséquilibres ou des désalignements, créant ainsi des conditions d'exploitation critiques pouvant être préjudiciables à son bon fonctionnement qu'il est souvent indispensable d'identifier formellement pour les maîtriser.

Le tracé des diagrammes « indicateur/charge » à vitesse de rotation constante peut être réalisé très simplement en faisant varier par palier un à un certains paramètres représentatifs de la charge et en notant manuellement les valeurs. La vitesse de rotation étant quasi constante, le calcul de la transformée de Fourier avec une résolution fréquentielle suffisante ne pose aucun problème particulier. Certains systèmes d'acquisition disposent de fonctionnalités permettant le tracé automatique de tels diagrammes. Un signal électrique lié à une grandeur représentative de la charge déclenche automatiquement une acquisition et le traitement adapté à chaque variation positive ou négative de cette dernière pour un pas de variation donné.

■ La vitesse de rotation varie

Dans le cas des machines à vitesse variable, indépendamment de l'impact des paramètres évoqués ci-dessus et de la forte dépendance de la charge (couple,

puissance, débit...) avec la vitesse de rotation, le comportement dynamique de la machine sera également influencé et le plus souvent de manière fortement prépondérante par la coïncidence ou non d'une composante cinématique énergétique (fréquence de rotation, fréquence hydraulique ou aéraulique, fréquence d'engrènement...) avec une fréquence propre d'un mode de suspension ou de déformation. Rappelons que pour qu'il y ait cette coïncidence (résonance), il faut qu'il y ait à la fois :

- appropriation fréquentielle, c'est-à-dire coïncidence d'une fréquence propre avec une fréquence cinématique,
- appropriation spatiale, c'est-à-dire que le mode soit réellement excité, ce qui nécessite que les forces excitatrices potentielles soient appliquées en des endroits ou dans des directions précis pour exciter un mode ; soit par exemple dans le cas d'un mode de déformation au voisinage d'un ventre de déformation et non au voisinage d'un nœud.

En modifiant notamment les jeux, certains paramètres de fonctionnement (température du fluide véhiculé...) peuvent également déplacer la fréquence d'un mode, qui devient alors différente de celle mesurée à l'arrêt à partir de l'analyse des réponses impulsionnelles et qui peut être en fonctionnement excitée.

L'analyse d'une montée en vitesse ou d'une phase de ralentissement ou d'arrêt constitue une approche complémentaire à l'analyse modale à l'arrêt en permettant la détermination des vitesses critiques d'exploitation d'une machine pour lesquelles le comportement dynamique de la machine est fortement amplifié par son comportement modal, lequel risque d'affecter de manière significative son MTBF (Moyenne des temps de bon fonctionnement)...

L'obtention d'un diagramme « indicateur/vitesse » est généralement beaucoup plus complexe que dans le cas d'une variation de charge du fait de la nécessité de connaître les fréquences de résonance avec une grande précision. Lors d'une phase de démarrage ou d'arrêt, la durée Δt pendant laquelle la vitesse de rotation peut être considérée comme quasi constante est extrêmement courte, ce qui rend impossible toute précision fréquentielle. Pour palier ces difficultés, plusieurs techniques peuvent être utilisées et sont disponibles avec certains produits :

- Le moyennage spectral instantané ou « Peak Hold ». Procédé de calcul d'un spectre à partir de spectres instantanés, calculés à partir de blocs temporels acquis les uns à la suite des autres avec un taux de recouvrement le plus élevé possible ($\geq 75\%$). L'amplitude de chaque ligne spectrale du spectre résultant correspond à l'amplitude la plus élevée de la ligne de

même rang des spectres instantanés. Le spectre obtenu est constitué d'une succession de bosses qui représente les réponses des différents modes excités par balayage fréquentiel (figure 4.31).

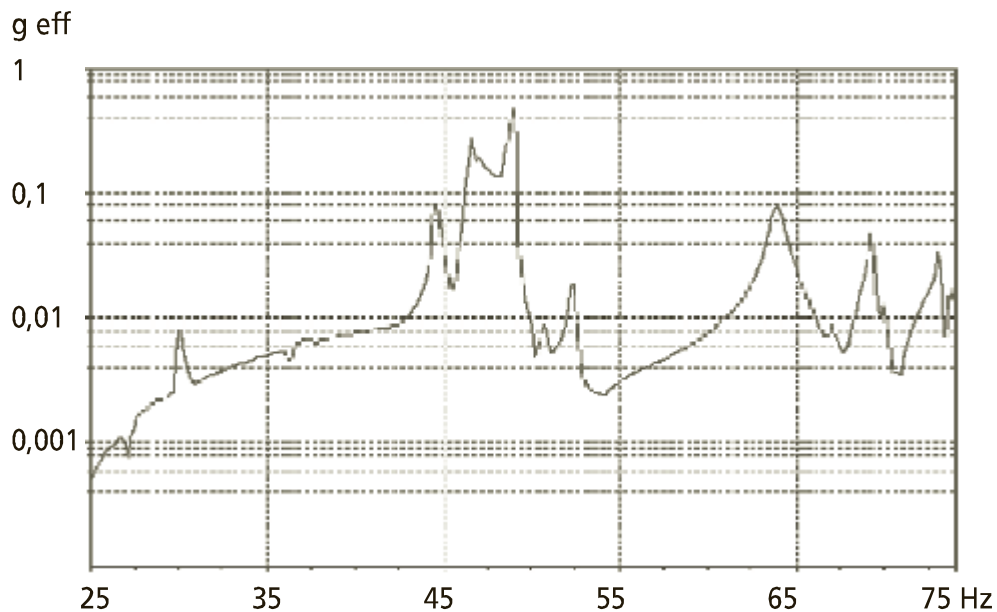


Figure 4.31 – Spectre d'une montée en vitesse d'un ventilateur obtenu par moyennage spectral instantané « peak hold ». Cette technique d'analyse permet de mettre en évidence les fréquences des modes excités, c'est-à-dire les zones de fonctionnement à éviter ou à surveiller plus particulièrement.

- Le **spectrogramme** par transformation de Fourier rapide à court terme (figure 4.32-a). Une fois le premier spectre calculé, le spectre suivant est calculé à partir d'un même nombre d'échantillons N en conservant $N-p$ échantillons ayant déjà servi à calculer le spectre précédent et en acquérant p échantillons supplémentaires et ainsi de suite (recouvrement). Si f_e est la fréquence d'échantillonnage, le pas d'échantillonnage est alors égal à $1/f_e$ et le temps d'acquisition des p nouveaux échantillons est égal à p/f_e . À titre d'exemple, si $N = 1\,024$ et $p = 10$ et $\Delta f = 0,25$ Hz, la durée d'acquisition du signal permettant le calcul du premier spectre est alors de quatre secondes et celle des spectres suivants de $4 \times 10 / 1\,024$ soit 39 ms. Si la vitesse de ralentissement est de 1 Hz/s, la variation de la fréquence de la composante d'ordre 5 de la fréquence de rotation pendant l'acquisition des p échantillons sera 195,3 mili Hertz donc sensiblement inférieure à Δf et les cinq premiers ordres de chaque spectre seront parfaitement lisibles.



Figure 4.32 a – Spectrogramme sur 0/100 Hz d'une montée en vitesse d'un ventilateur obtenu par transformées de Fourier à court terme.

- Le **spectrogramme** par échantillonnage angulaire et transformée de Fourier rapide. Cette technique consiste à calculer la transformée de Fourier du signal non plus en fonction du temps mais en fonction de la position angulaire de l'arbre, ce qui nécessite de disposer d'un signal tachymétrique impulsionnel induit par la rotation de ce dernier. Quelle que soit la vitesse de rotation, le nombre d'échantillons par tour est constant. Contrairement à l'échantillonnage temporel pour lequel la fréquence d'échantillonnage est constante, l'échantillonnage angulaire nécessite que la fréquence d'échantillonnage soit proportionnelle à la fréquence de rotation. Dans le domaine spectral, l'unité de l'échelle des abscisses n'est plus la fréquence mais l'ordre de cette dernière par rapport à la fréquence de rotation de la ligne d'arbres considérée.

L'intérêt des méthodes d'analyse de variation de vitesse basées sur le spectrogramme est de permettre l'extraction d'ordres, c'est-à-dire le tracé de l'évolution de l'amplitude de chaque ordre de la fréquence de rotation en fonction de cette dernière (figures 4.32 b et c). Ces tracés permettent de connaître non seulement les fréquences de différents modes excités mais aussi de savoir quels sont les ordres des composantes qui les excitent alors que le moyennage spectral instantané « Peak Hold » ne donne aucune information sur l'origine de l'excitation et sur l'amplitude de la réponse du mode à cette dernière.

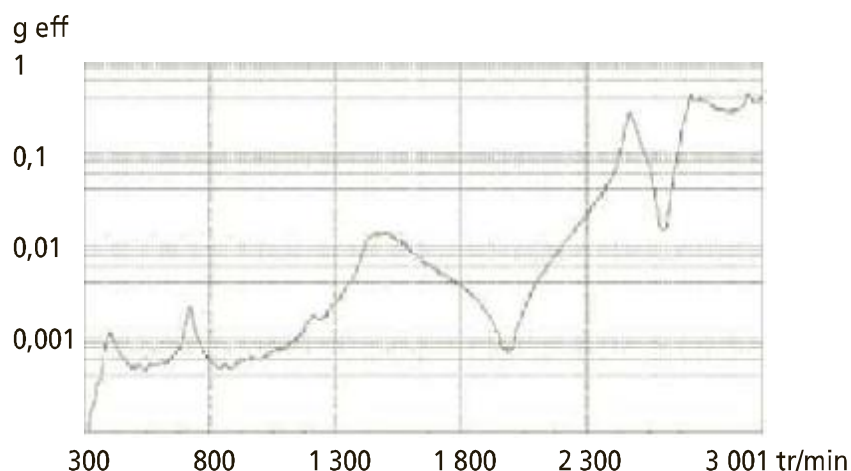


Figure 4.32 b – Profil d'évolution de la composante d'ordre 1 de la fréquence de rotation en fonction de cette dernière. Cet extrait du spectrogramme de la figure 4.32 a permet de voir l'influence du balourd.

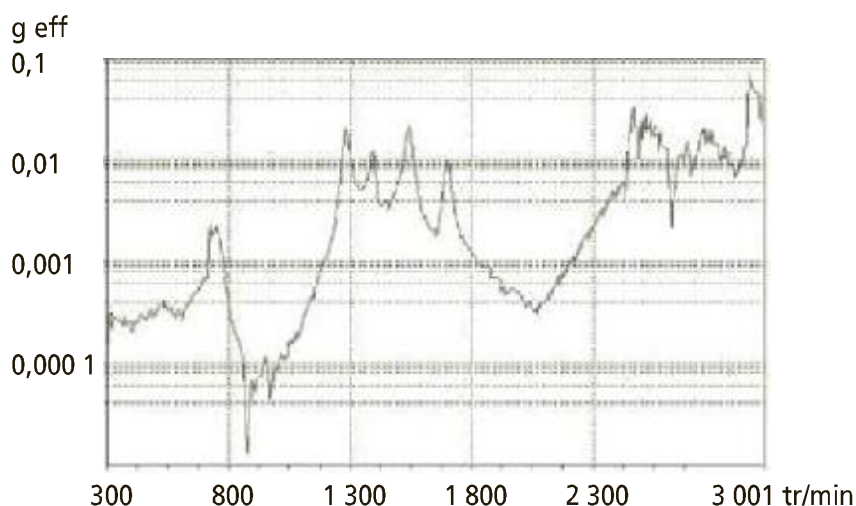


Figure 4.32 c – Profil d'évolution de la composante d'ordre 2 de la fréquence de rotation en fonction de cette dernière. Cet extrait du spectrogramme de la figure 4.32 b permet de suivre l'influence d'un défaut d'alignement.

4.3.4 L'analyse temps-fréquence sur machines alternatives

Encore peu utilisée à un coût raisonnable, cette technique dérivée de l'analyse synchrone permet de visualiser en trois dimensions des phénomènes cycliques à fréquence variable, comme le mouvement alternatif d'un piston sur un compresseur ou sur un moteur thermique.

5 • IMAGE VIBRATOIRE DES PRINCIPAUX DÉFAUTS

L'identification d'anomalies à un stade précoce, le suivi de leurs évolutions et le diagnostic de l'état d'une machine ne sont possibles que si, préalablement, l'on connaît les symptômes vibratoires associés à chaque défaut susceptible de l'affecter, c'est-à-dire si l'on connaît les images vibratoires induites par ces défauts.

On ne trouve que ce que l'on recherche et, si l'on ne sait ce que l'on doit trouver, on risque de chercher longtemps sans résultat.

Il est donc essentiel de connaître la cinématique de la machine et les manifestations dynamiques ou symptômes associés aux différents défauts potentiels, afin de définir les indicateurs de surveillance, les techniques de traitement des signaux nécessaires au calcul de ces indicateurs ou à la mise en évidence de ces images et, enfin, pour formuler un diagnostic sur son état. Malheureusement, comme en médecine, un même symptôme peut correspondre à plusieurs pathologies et à une pathologie peut être associée à différents symptômes. La fiabilité du diagnostic réside donc dans l'identification du plus grand nombre possible de ces symptômes parmi les informations véhiculées par les signaux délivrés par les différents capteurs. Une fois cette identification achevée, il convient d'établir la liste des pathologies possibles associées à chacun d'entre eux et, par déduction, de se diriger vers l'hypothèse la plus probable en procédant si nécessaire à des investigations complémentaires (variation de vitesse, analyse de réponses impulsionnelles à l'arrêt, déformée en fonctionnement...). Dans ce chapitre, sont étudiées les manifestations dynamiques (vibrations, fluctuations de couples...) et les images vibratoires des principaux défauts. Cependant, le lecteur doit admettre que, même s'il existe des tableaux de reconnaissance de défauts (tableau 5.1), il va se trouver, à un moment ou un autre, confronté dans la pratique aux mêmes hésitations et démarches déductives

que l'amateur de champignons qui, sous peine de graves erreurs, doit se souvenir que l'aspect du champignon qu'il vient de trouver dans les bois est loin de la représentation idéale des différentes espèces décrites dans un ouvrage spécialisé. Sous peine des mêmes désillusions et conséquences que celles qui peuvent attendre le chercheur de champignons, le diagnosticien ne pourra donc généralement pas se fier à la seule consultation sommaire de ces tableaux mais toujours vérifier qu'une autre pathologie ne risque pas d'être masquée par ce qui lui semble évident.

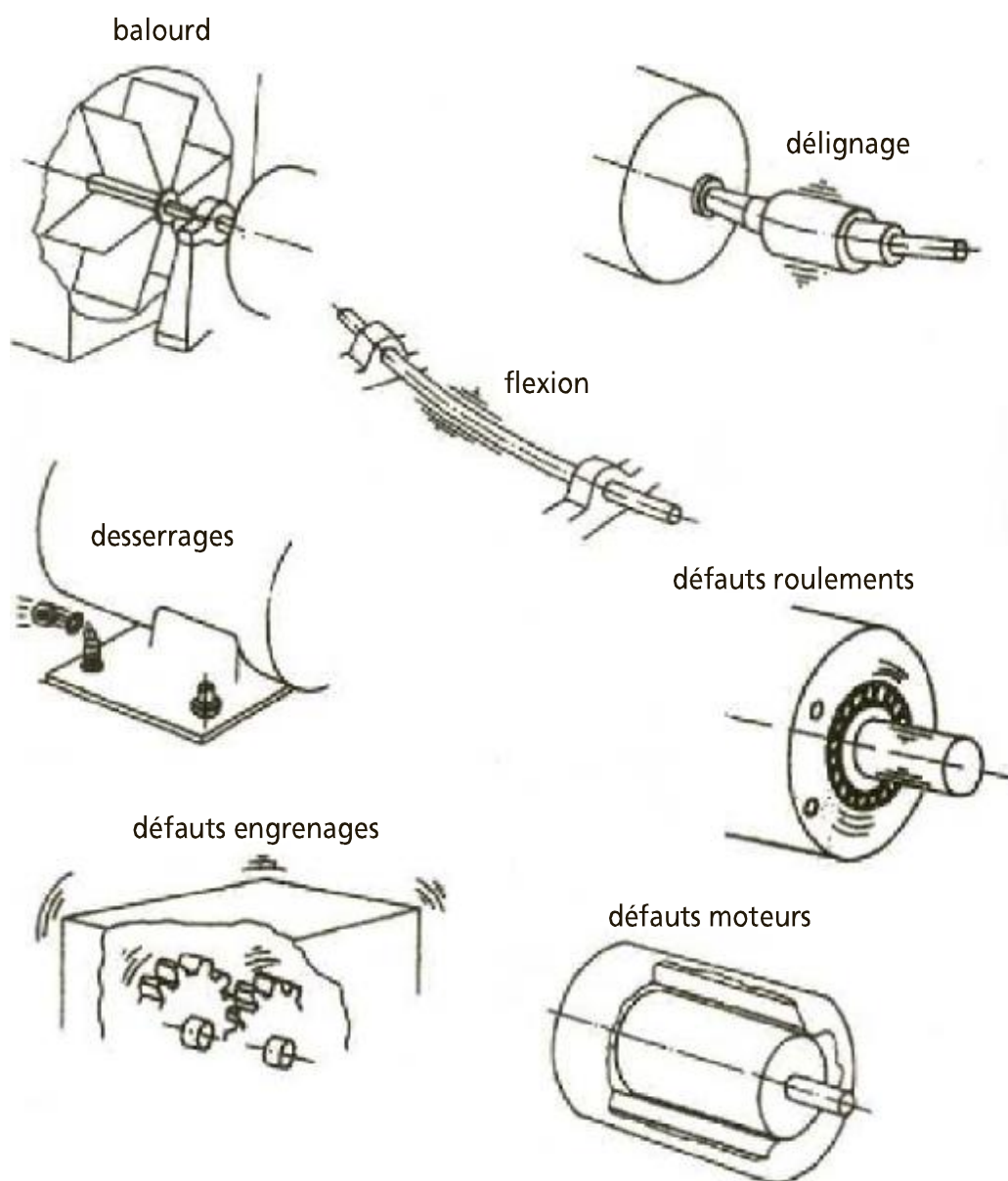


Tableau 5.1 – Reconnaissance des principales anomalies

Type d'anomalie	Vibration Composante prépondérante		
	Fréquence	Direction	Remarque
Tourbillon d'huile	de $0,45$ à $0,49 \times \text{frot}$	Radiale	Uniquement dans le cas de paliers hydrodynamiques à grande vitesse
Balourd	$1 \times \text{frot}$	Radiale	Déphasage voisin de 90° entre deux mesures effectuées synchrones sur le même palier selon deux directions radiales orthogonales
Défaut de fixation	$1, 2, 3, 4 \times \text{frot}$	Radiale	Déphasage quasi nul entre deux mesures ou sur deux mesures effectuées synchrones sur le même palier selon 2 directions radiales orthogonales
Défaut d'alignement	$2 \times \text{frot}$	Axiale et radiale	Vibration axiale en général plus importante si le défaut d'alignement comporte un écart angulaire
Électro-magnétique	$1, 2, 3, 4 \times 50 \text{ Hz}$	Axiale et radiale	Vibration disparaissant dès la coupure de l'alimentation électrique
Vitesse critique de rotation	Fréquence critique du rotor	Radiale	Vibration apparaissant en régime transitoire et s'atténuant ensuite

Tableau 5.1 – Reconnaissance des principales anomalies (...)

Type d'anomalie	Vibration Composante prépondérante		
	Fréquence	Direction	Remarque
Courroie en mauvais état	1, 2, 3, $4 \times F_c$	Radiale	Peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de passage de courroies avec forte émergence des composantes dont les fréquences sont voisines d'une fréquence propre de structure
Engrenage endommagé	Fréquence d'engrènement : $F_{eng} = Z \times \text{frot arbre}$	Radiale et axiale	Présence de nombreuses bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement avec distribution d'amplitude en forme de « râteau » dont l'espacement correspond à la fréquence de rotation de l'engrenage endommagé
Faux rond d'un pignon	$F_{eng} \pm k \times \text{frot pignon}$	Radiale et axiale	Présence de bandes latérales autour de la fréquence d'engrènement avec distribution d'amplitude en forme « d'arbre de Noël » dont l'espacement correspond à la fréquence de rotation de l'engrenage excentré. Techniques particulières à mettre en œuvre : Le cepstre La démodulation d'amplitude et de fréquence des composantes d'engrènement

Type d'anomalie	Vibration Composante prépondérante		
	Fréquence	Direction	Remarque
Excitation hydro-dynamique	Fréquence de passage des aubes, pales, augets, ailettes...	Radiale et axiale	Présence de bandes latérales de modulation espacées de la fréquence de rotation dans le cas où l'entrefer pales volute n'est pas constant
Détérioration de roulement	Selon la nature du défaut et le stade de dégradation : Excitation de modes propres des éléments constitutifs du roulement. Peigne de raies en basses et moyennes fréquences dont le pas correspond à une fréquence cinématique du roulement. Peigne de raies en basses et moyennes fréquences dont le pas correspond à la fréquence de rotation avec forte élévation du fond de spectre	Radiale et axiale	Techniques particulières d'analyse à mettre en œuvre : La détection d'enveloppe HFRT Le cepstre

frot = fréquence de rotation.

Feng = fréquence d'engrènement ;

Fcourroie = fréquence de passage de la courroie.

z = nombre de dents de l'engrenage.

Le lecteur notera que toutes les images vibratoires sont représentées dans le domaine spectral avec une échelle d'amplitude logarithmique et avec pour unité physique l'accélération. Cette représentation spectrale est généralement la plus pertinente pour distinguer une manifestation vibratoire, qu'elle soit purement sinusoïdale, modulée, périodique ou impulsionnelle.

5.1 Déséquilibre, défaut de balourd

5.1.1 Généralités

Le balourd est le résultat d'un ensemble de forces engendrées par les écarts existant entre les centres de gravité des différents éléments constituant le rotor et son axe de rotation. Cette force centrifuge, issue de ces défauts de « non-concentricité » ou d'ajustage, est proportionnelle à la masse de matière qui crée ce déséquilibre et au carré de la vitesse. Elle génère des efforts tournants qui vont agir sur les différents éléments constitutifs du rotor, les ancrages de la machine et les paliers jusqu'à entraîner leur dégradation. Le défaut de balourd est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des équipements et il constitue l'un des principaux risques pour la sécurité. C'est pour cette raison sans doute qu'il fait l'objet de normes importantes, tant pour son évaluation que pour sa correction. Ainsi, pour une classe d'équilibrage donnée, comparer l'amplitude de la vibration induite à des seuils fixés dans des normes ou à des spécifications de constructeurs, permettra de statuer sur le caractère acceptable ou non du déséquilibre et sur la nécessité de procéder ou non à un équilibrage suivant une procédure bien définie.

Le balourd, déséquilibre massique, peut provenir de défauts d'usinage, d'assemblage et de montage, mais aussi :

- d'une altération mécanique (perte d'aillette, érosion ou encrassement...),
- d'une altération thermique ou d'une déformation suite à des dilatations différentes des matériaux constituant le rotor ou encore à des différences de température localisées (balourd thermique).

5.1.2 Conséquences pratiques

Toute machine, même de conception et de réalisation très soignées, présente malgré tout un déséquilibre résiduel (acceptable ou non).

Ce déséquilibre induit un effort circulaire qui se confond avec la rotation.

L'image vibratoire sera donc constituée d'une composante d'amplitude prépondérante à la **fréquence de rotation** du rotor (figures 5.1 a et 5.1 b).

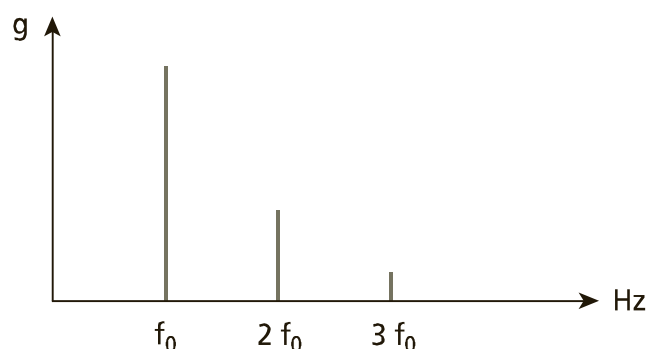


Figure 5.1 a – Image vibratoire théorique d'un balourd.
Prépondérance de l'amplitude liée à la fréquence de rotation sans ou avec peu d'harmoniques et sans bandes latérales de modulation.

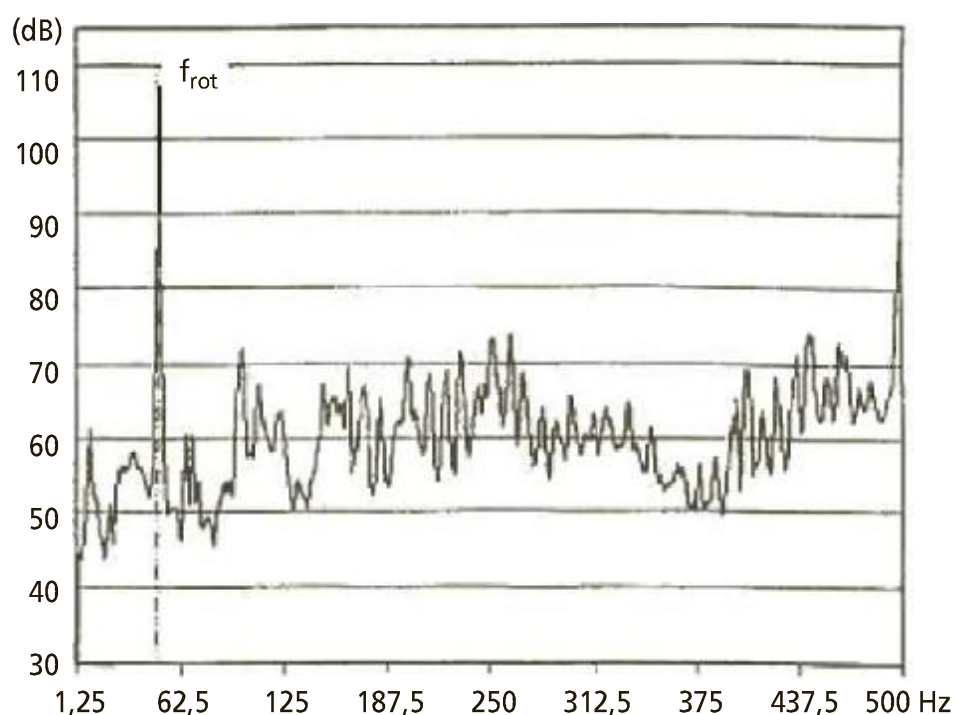


Figure 5.1 b – Spectre du palier (direction radiale horizontale) côté turbine d'un ventilateur tournant à 2 925 tr/min (48,75 Hz : 228 mg ou 7,3 mm/s) traduisant la présence d'un balourd.

Généralement, la raie à cette fréquence se voit plus nettement sur un spectre issu d'une **mesure prise radialement** (souvent dans la direction **radiale horizontale**), excepté pour les rotors en porte-à-faux pour lesquels on peut constater également, dans la direction axiale, la prépondérance de l'amplitude de cette composante.

À noter

Le balourd n'est évidemment pas le seul défaut se produisant à cette fréquence, puisque c'est aussi le cas d'une dent endommagée sur un pignon, d'une pale déformée sur un ventilateur, du matage d'une clavette... Mais contrairement à ces derniers, le balourd engendrant une vibration quasi sinusoïdale, le spectre, à la différence des défauts de type chocs (desserrage, écaillage de roulements ou d'engrenages, mauvaise lubrification, détérioration d'accouplement, cavitation d'une pompe...), ne présentera que très peu (ou pas) d'harmoniques de la fréquence de rotation.

5.1.3 Intérêt de l'analyse des phases

■ Distinction entre efforts rotatif et directionnel

De nombreux défauts se manifestent dans le domaine vibratoire par la présence d'une composante d'amplitude élevée dont la fréquence correspond à la fréquence de rotation. Beaucoup d'entre eux se distinguent du balourd par la présence d'un grand nombre d'harmoniques (défauts de type chocs) ou de sous harmoniques (frottement...) mais seule l'analyse des phases permet de différencier :

- les défauts induisant des efforts rotatifs comme le balourd,
- les défauts induisant des contraintes directionnelles (non tournantes) comme les efforts induits par une courroie trop tendue, un desserrage de palier, le faux rond d'un pignon, une excentricité de poulie... (figures 5.2 a et b).

Mesures effectuées sur le même palier selon deux directions radiales orthogonales		Type de défaut
Figure 5.2 a	Déphasage voisin de 90°	Effort tournant : balourd
Figure 5.2 b	Déphasage quasi nul	Effort directionnel comme une excentricité de poulie dans le cas d'une transmission poulies courroies

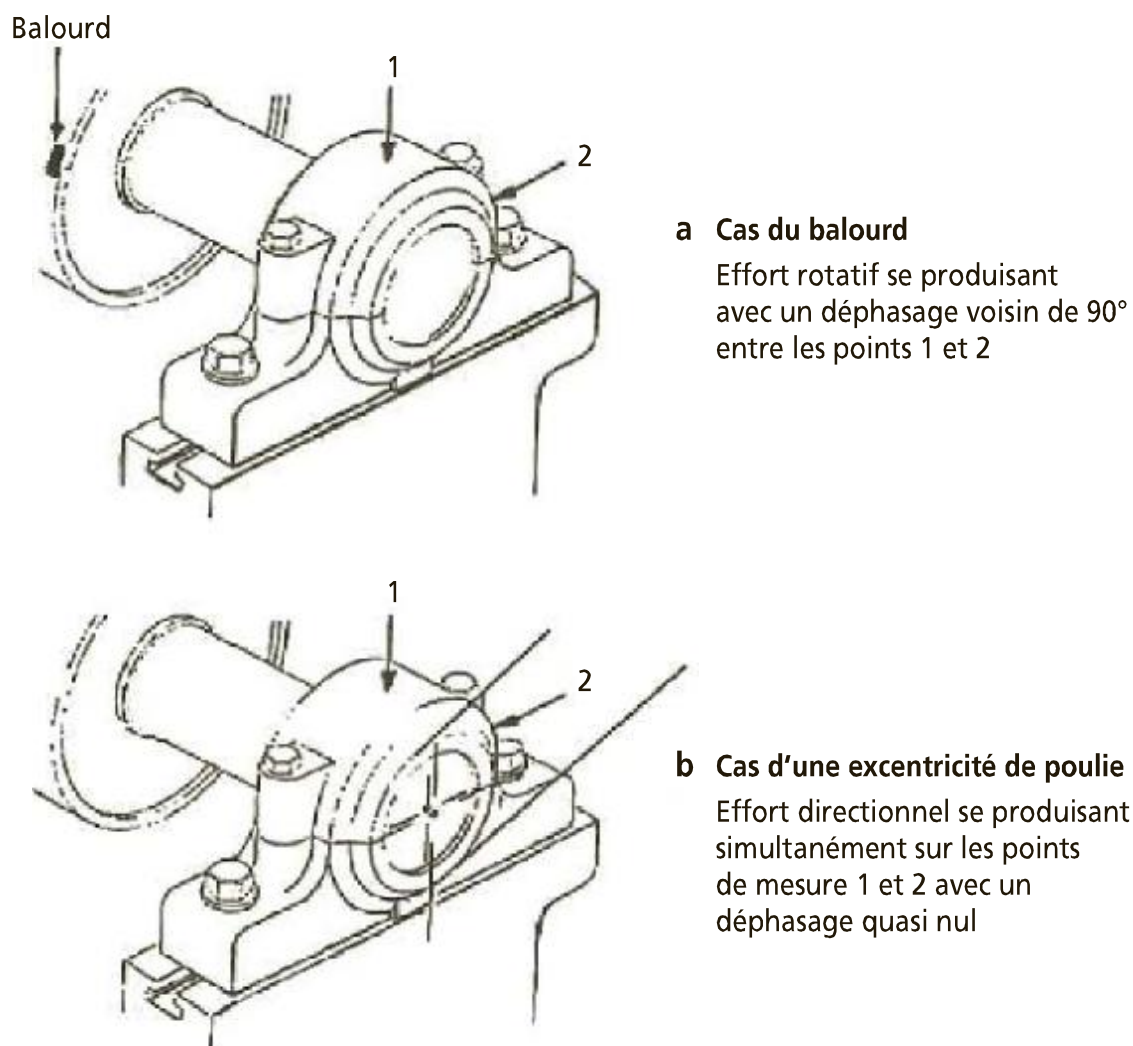


Figure 5.2 – Distinction entre un défaut induisant une force tournante (balourd) et un défaut induisant une force directionnelle (tension de courroies, poulie excentrée...).

En effet, le déséquilibre induisant une force tournante va produire son effet maximum à des moments différents tout au long de la circonférence du palier et ce **décalage est appelé déphasage** (cf. chapitre 2). Entre deux directions de mesures orthogonales radiales situées sur un même palier, le déphasage entre composantes d'ordre 1 de la fréquence de rotation sera de :

- 1/4 de tour, c'est-à-dire proche de 90°, dans le cas d'un défaut induit par une force tournante comme le balourd,
- Nul, c'est-à-dire proche de 0° ou de 180°, dans le cas d'un défaut induit par une force directionnelle.

■ Distinction entre balourds statique et dynamique

De même que l'analyse des déphasages entre composantes vibratoires d'ordre 1 de la fréquence de rotation selon deux directions radiales orthogonales d'un même palier permet de distinguer effort tournant et effort directionnel, l'analyse des déphasages entre ces mêmes composantes pour deux paliers consécutifs permettra de distinguer un balourd statique ne nécessitant qu'un équilibrage monoplan d'un balourd dynamique nécessitant un équilibrage multiplan.

En cas d'un balourd statique (figure 5.3 a), les deux paliers supportant le rotor vont subir, en même temps, les effets de la force centrifuge due au déséquilibre. Il n'y aura donc théoriquement aucun déphasage entre les mesures prises sur les deux paliers pour une direction radiale donnée.

En cas de balourd dynamique (figure 5.3 b), que l'on peut rencontrer dès que la longueur du rotor ne peut plus être considérée comme faible devant son diamètre, les deux paliers supportant le rotor vont subir les efforts tournants de façon quasi alternée. Le déphasage (voisin de $1/2$ tour soit 180°) entre les mesures effectuées pour une direction radiale donnée sur deux paliers consécutifs est donc révélateur d'un balourd dit « dynamique ».

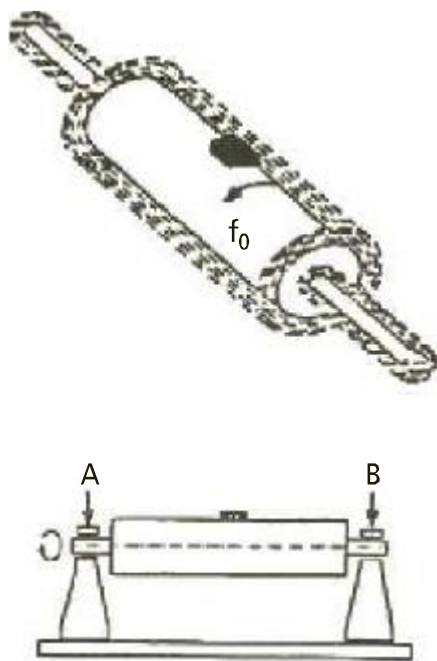


Figure 5.3 a – Balourd statique :
le déphasage est sensiblement nul
entre les points A et B.

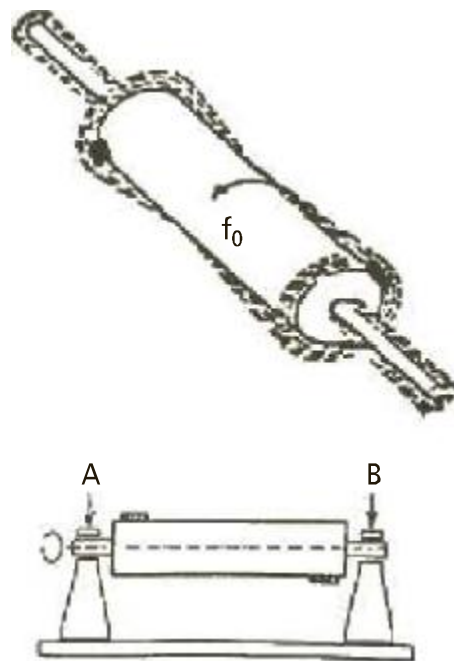


Figure 5.3 b – Balourd dynamique :
le déphasage est proche de 180°
entre les points A et B.

Mesures effectuées sur chaque palier du rotor selon une même direction radiale. Pour l'ordre 1 de la fréquence de rotation, A et B vibrent :		Type de balourd
Figure 5.3 a	Quasi en phase	Balourd statique
Figure 5.3 b	Quasi en opposition de phases	Balourd dynamique

5.1.4 Conclusion

Un défaut de balourd est donc révélé par :

- Une composante d'amplitude élevée à la fréquence de rotation du rotor en direction radiale (figures 5.1 a et b), parfois en direction axiale dans le cas de rotors en porte à faux,
- Pas ou très peu d'harmoniques,
- Pas d'harmonique d'amplitude prépondérante (**en mode accélération**) à deux ou trois fois la rotation,
- Pas de sous harmoniques,
- Une amplitude qui peut varier fortement avec la vitesse de rotation (voir remarque ci dessous),
- Un déphasage voisin de 90° entre deux composantes correspondant à des points de mesure radiaux orthogonaux sur le même palier du rotor (figure 5.2 a).

Le balourd sera qualifié de « statique » ou de « dynamique » selon que les paliers à l'ordre 1 de la fréquence de rotation vibreront pour une direction radiale donnée en phases ou en opposition de phases.

Remarque

Dans le cas d'un défaut de déséquilibre, l'amplitude de la force est proportionnelle au carré de la vitesse de rotation. La variation de l'amplitude de la vibration qu'elle génère dépend, elle, de la grandeur cinématique choisie, et du rapport β (Frot/Fréq de résonance). C'est seulement si ce rapport est grand et si elle est exprimée en accélération que l'on peut dire que l'amplitude de cette composante croît avec le carré de la vitesse de rotation, alors que, si elle est exprimée en vitesse, elle lui est seulement proportionnelle, et que si elle est exprimée en déplacement, elle lui est indépendante.

Par contre, si le rapport β est faible, selon que l'amplitude de la composante d'ordre 1 est exprimée en déplacement, vitesse ou accélération, elle varie en fonction

du carré, du cube ou de la puissance 4 de la fréquence de rotation. Au voisinage de la résonance ($\beta \sim 1$), les variations d'amplitude en fonction de la vitesse de rotation peuvent être encore plus grandes.

Ces propriétés résultent des relations mathématiques liant ces trois grandeurs cinématiques et du transfert Force/Vibration autour d'une résonance (cf. chapitre 1).

5.2 Défauts spécifiques aux paliers fluides (turbomachines)

5.2.1 Généralités

Il s'agit des machines sur coussinets en bronze qui tournent généralement doucement et qui présentent peu de particularités en analyse des vibrations, mais surtout des **turbomachines** (turbines à vapeur ou à gaz, compresseurs centrifuges ou axiaux) qui, elles, tournent très vite, à des vitesses supérieures à leur première vitesse critique (premier mode de résonance) sur des paliers à film d'huile dits paliers fluides.

Dans le cas d'un palier fluide, l'arbre est porté par l'huile sous pression. Sous l'effet de la rotation, l'axe de l'arbre prend une position d'équilibre et son axe de rotation est décentré par rapport à l'axe du palier. Cette position est définie, d'une part, par la distance entre les axes (de l'arbre et du palier) et, d'autre part, par l'angle d'attitude (angle formé par la droite qui relie les centres et par la direction de la charge). Cette position d'équilibre, donnée par le poids du rotor, la force liée à la pression de l'huile et la rotation de l'arbre, est donc fonction de la charge, de la vitesse de rotation, des caractéristiques du fluide et de sa température (figure 5.4).

D'autre part, la répartition de la pression de l'huile est différente en amont et en aval du point de jeu minimal existant entre l'arbre et le palier. En raison de la perte de charge subie en traversant cet espace rétréci, la pression en amont est plus élevée que la pression en aval. Cette répartition dissymétrique de la pression génère une force tangentielle qui tend à faire « précessionner » l'arbre, et à rendre sa position instable (**Instabilité de palier**).

À noter que cette instabilité de palier, liée aux conditions de charge et à la pression de l'huile ainsi qu'aux éventuels efforts supplémentaires apportés par un balourd ou un désalignement (fréquente sur les turbomachines à coussinets lisses, notamment sur les machines à axe vertical, et beaucoup moins fréquente sur les machines à coussinets à patins oscillants), se traduit par une

vibration dont la fréquence se situe généralement très légèrement en dessous de la **demi-fréquence de rotation** de l'arbre (**0,45 à 0,49 frot**).

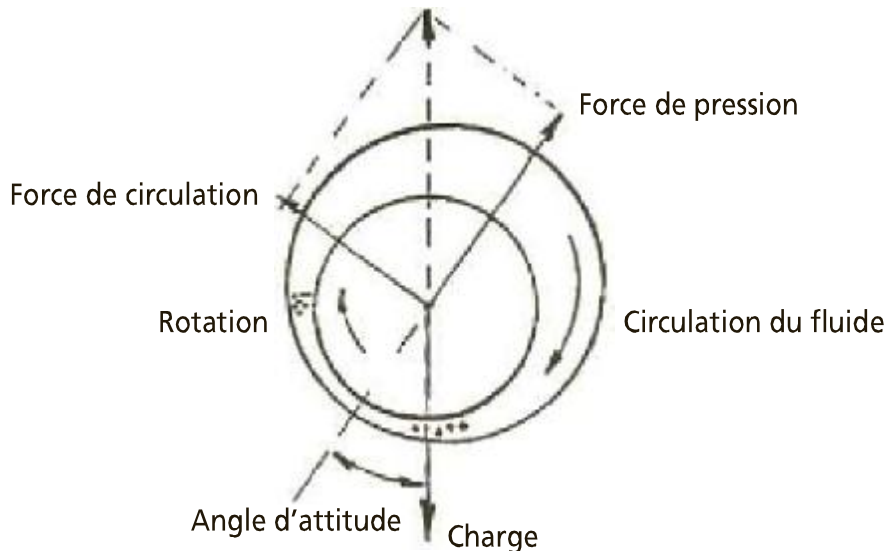


Figure 5.4 – Position d'équilibre du rotor

5.2.2 Conséquences

■ Vibration relative et vibration absolue

Dans un palier à roulement, il y a peu de jeu entre l'arbre, les éléments roulants et le palier. De ce fait, le mouvement de l'arbre est quasi identique à celui du corps du palier. Un capteur placé sur le palier n'aura donc aucune difficulté à capter les vibrations du rotor. Dans un palier fluide, il peut en être tout autrement. Non seulement le jeu entre le palier et le rotor est par construction beaucoup plus important, mais l'huile va, de plus, jouer un rôle d'amortisseur non négligeable. De ce fait, la surveillance des principaux défauts susceptibles d'affecter ce type de machines se fera plus facilement avec des capteurs de déplacement, qui, placés à demeure au travers du palier, mesureront le déplacement relatif de l'arbre (vibration relative en déplacement) au travers de son palier pour en dépister les vibrations. Malgré tout, les capteurs de déplacement n'étant sensibles qu'aux phénomènes induisant des vibrations basses fréquences (*cf.* chapitre 3), on leur adjoindra généralement des accéléromètres (vibration absolue en accélération), seuls capables de traquer les défauts dont les manifestations vibratoires se situent en moyennes et

hautes fréquences comme pour un défaut de passage d'ailettes ou de denture dans le cas d'un multiplicateur ou d'un réducteur.

■ Défaut d'instabilité d'arbre (tournoiement et fouettement d'huile)

Du fait que les turbomachines sont des machines dont les vitesses de fonctionnement se situent au-dessus de la première vitesse critique, il est très important de pouvoir effectuer le contrôle du positionnement et de la stabilité du rotor (ou **tournoiement**). Ceci est particulièrement important lors de la montée en vitesse ou de la phase d'arrêt de la machine. Il en est de même lorsque la vitesse de la machine avoisine le double de la vitesse critique car, à cet instant, la fréquence générée par l'instabilité entrerait en coïncidence avec la fréquence critique, mettant ainsi la machine en résonance (**fouettement d'huile**). Ce type de contrôles qui sort un peu du cadre de cet ouvrage se fait généralement par la surveillance de la stabilité et de la position de l'arbre (diagramme polaire), ou par le contrôle de l'amplitude de la vibration à la fréquence avoisinant la demi-fréquence de rotation par une analyse d'ordres sous forme de spectrogramme (*cf.* chapitre 4.3.3).

$$\text{Fréquence de tournoiement} = 0,45 \text{ à } 0,49 \times \text{Frot}$$

■ Balourd et désalignement

La mobilité de l'arbre dans les paliers fluides par rapport aux paliers anti-frictions permet, selon la nature des défauts redoutés, d'utiliser en plus des traditionnelles techniques de surveillance par analyses spectrales et indicateurs scalaires si le matériel utilisé le permet (tachymètre couplé à un analyseur multivoies), l'observation directe par la **méthode de Lissajous** de la forme du mouvement radial de l'arbre dans ses paliers.

5.2.3 Méthode de Lissajous

La mise en place d'un capteur de déplacement (proximètre) permet de suivre, dans le plan radial du palier, le déplacement de l'arbre dans son logement.

La mise en place d'un deuxième capteur placé à 90° permet de suivre le déplacement de l'arbre dans l'autre direction et de tracer l'orbite du mouvement de cet arbre (figure 5.5).

La forme de l'orbite sera modifiée en cas d'apparition ou d'évolution de certains défauts : balourd (figure 5.6), défaut d'alignement, frottements, chocs (figure 5.7)...

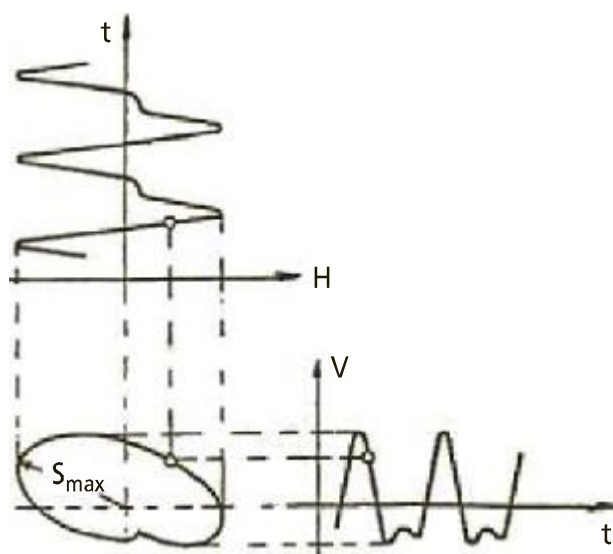


Figure 5.5 – Orbite décrite par la mesure simultanée du déplacement de l'arbre à l'aide de deux capteurs placés à 90°.



Figure 5.6 – Modification d'orbite en fonction de l'accroissement d'un balourd (ou d'une déformation d'arbre).

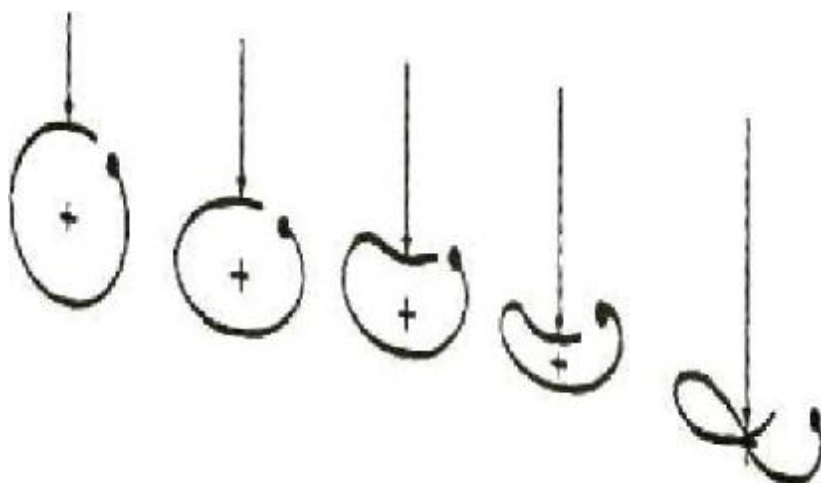


Figure 5.7 – Déformation d'orbite en fonction de l'accroissement d'un désalignement.

5.3 Défauts d'alignement ou de flexion du rotor

Avec le défaut de balourd, le défaut d'alignement est l'une des principales causes de réduction de la durée de vie des différents organes (accouplements, roulements, engrenages...) constituant un équipement. Il crée des efforts importants qui vont entraîner la dégradation rapide du système d'accouplement. Outre la dégradation de l'accouplement, ces efforts, dus à un défaut de montage ou à une usure des éléments d'entraînement, vont avoir pour effet :

- dans le cas de paliers anti friction (§ 5.13), de déverser l'une des bagues et de précipiter la dégradation du roulement par aggravation des contraintes exercées par le mouvement des éléments roulants sur les pistes ;
- dans le cas de paliers à film d'huile, de décharger l'un des paliers de la ligne d'arbres et d'induire des instabilités mettant très rapidement en péril l'installation par rupture du film d'huile, frottement des labyrinthes d'étanchéité ou des ailettes.

■ 5.3.1 Généralités

Un défaut d'alignement peut affecter :

- Deux rotors d'une machine : les axes des arbres des deux rotors présentent un désalignement angulaire au niveau de l'accouplement ou possèdent un défaut de concentricité (arbres parallèles).

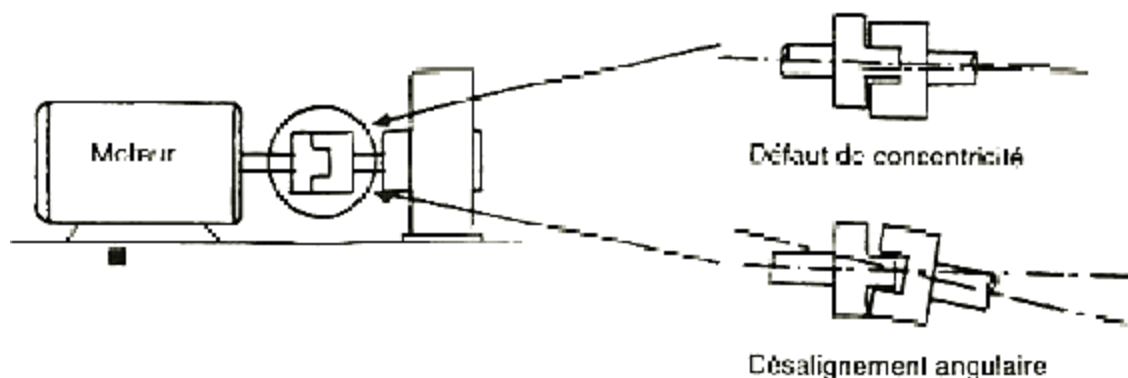


Figure 5.8 – Alignement, défaut de concentricité et défaut angulaire.

- Deux paliers du même arbre d'une machine : les axes des deux paliers d'un même corps de machine ne sont pas concentriques. Cette anomalie peut être la conséquence d'un défaut de montage d'un palier, mais également d'un mauvais calage des pattes de fixation ou d'une déformation de châssis (par exemple, sous l'effet de contraintes thermiques), qui se traduit par une flexion de l'arbre du rotor.



Figure 5.9 – Flexion d'arbre due à un défaut d'alignement ou de concentricité des paliers.

5.3.2 Reconnaissance d'un défaut d'alignement

Qu'il soit lié à un manque de concentricité, de désalignement angulaire ou dû à une flexion d'arbre, le désalignement est un défaut qui va agir sur l'arbre de façon symétrique deux fois à chaque tour. De ce fait, cet ensemble de défauts se manifestera le plus souvent par la présence :

- en direction radiale, de composantes d'ordre 2, rarement 3 ou 4 de la fréquence de rotation dans le cas d'une non concentricité, avec des amplitudes généralement supérieures à celle de la composante d'ordre 1 dû au balourd résiduel (prépondérance particulièrement vérifiée lorsque l'amplitude est exprimée en accélération, du fait des relations existant entre les différentes grandeurs cinématiques, déplacement vitesse accélération étudiées au chapitre 1.2.4).
- en direction axiale, de composantes dont les fréquences correspondent à l'ordre 2 ou 3 de la fréquence de rotation (parfois à l'ordre 1) et dont les amplitudes (exprimées en accélération) sont supérieures à celles des composantes radiales correspondantes dans le cas d'un désalignement angulaire ou d'une déformation de l'arbre.

La figure 5.10 b représente le spectre réel d'un désalignement entre multiplicateur et compresseur, exprimé par le fait que l'ordre 2 de la fréquence de rotation est nettement prépondérant.

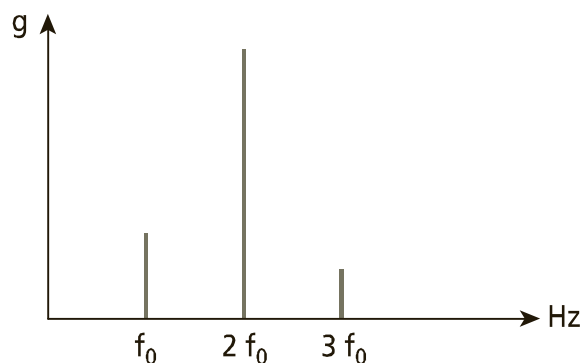


Figure 5.10 a – Spectre vibratoire théorique d'un défaut d'alignement.

Formes spectrales observées	Direction	Défauts
Amplitude des composantes d'ordre 2, 3 ou 4 exprimées en accélération prépondérante devant celle de la composante d'ordre 1.	Radiale et axiale	Ensemble des défauts d'alignement
	Axiale	Désalignement angulaire ou déformation
	Radiale	Défaut de concentricité

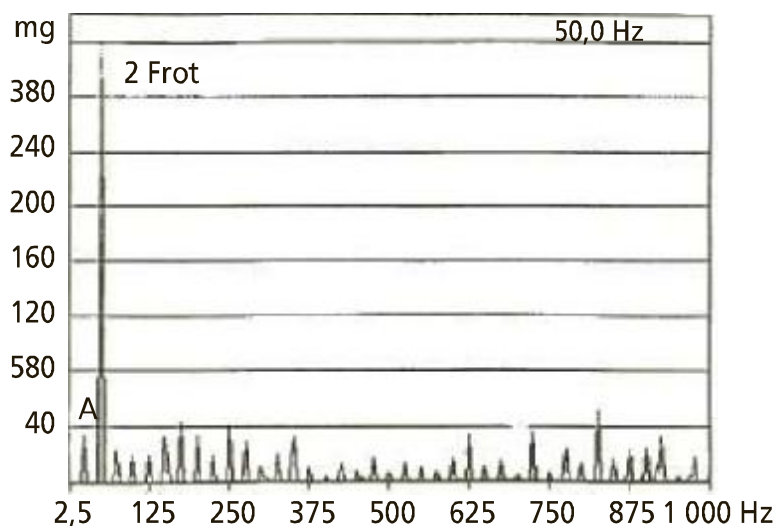


Figure 5.10 b – Spectre d'un défaut d'alignement affectant un compresseur tournant à 1 500 tr/mn.

5.3.3 Conclusion

Un défaut d'alignement est révélé par la présence d'une raie d'amplitude prépondérante (principalement lorsqu'elle est exprimée en accélération) dont la fréquence correspond généralement à l'ordre 2 de la fréquence de rotation (parfois trois ou quatre fois).

5.4 Dégradation de l'accouplement

Selon la puissance, la température, les jeux fonctionnels et la fonction de la machine, on utilisera des systèmes d'accouplement plus ou moins souples ou rigides, en caoutchouc ou en métal, lubrifiés ou non, qui, selon la dureté du contact au passage du défaut à chaque tour, vont générer des chocs plus ou moins brutaux. La figure 5.11, représentant le spectre vibratoire basses fréquences d'un palier d'un compresseur tournant à 1 500 tours (25 Hz) ces chocs à chaque tour, dus au rattrapage des jeux angulaires, vont se traduire par de nombreux harmoniques de la fréquence de rotation, souvent jumelés avec la raie d'amplitude prépondérante, correspondant à l'ordre 2 de la fréquence de rotation, est significative du désalignement.

On profitera de cette figure 5.11 pour remarquer que la représentation de l'amplitude en échelle logarithmique ou en décibels fait bien ressortir le défaut de désalignement à deux fois de la rotation et celui de la dégradation de l'accouplement par une bien meilleure mise en évidence du peigne de raies représentatif des chocs, alors que le même spectre affiché avec une échelle linéaire de la figure 5.10 ne montrait que le défaut de désalignement.

Le nombre d'harmoniques constituant ce peigne de raies est fonction de la dureté des frictions engendrées par la dégradation à chaque rattrapage de jeu, un accouplement élastique donnant beaucoup moins d'harmoniques qu'un accouplement à denture.

Indépendamment de la présence de ces harmoniques, l'augmentation de l'amplitude de la raie dont la fréquence correspond à la fréquence d'accouplement (fréquence correspondant à la fréquence de rotation multipliée par le nombre d'éléments entraînant, comme des doigts, des cannelures...), pourra parfois aussi être un indice pertinent d'une dégradation de l'accouplement.

De plus, un accouplement qui se dégrade va prendre du jeu et, de ce fait, l'entraînement de la machine va subir des microvariations de vitesse qui vont se traduire par la présence des bandes latérales de modulation espacées de la fréquence de rotation autour d'une fréquence cinématique caractéristique, comme celle de la fréquence de passage des pales d'un ventilateur ou d'engrènement d'un réducteur.

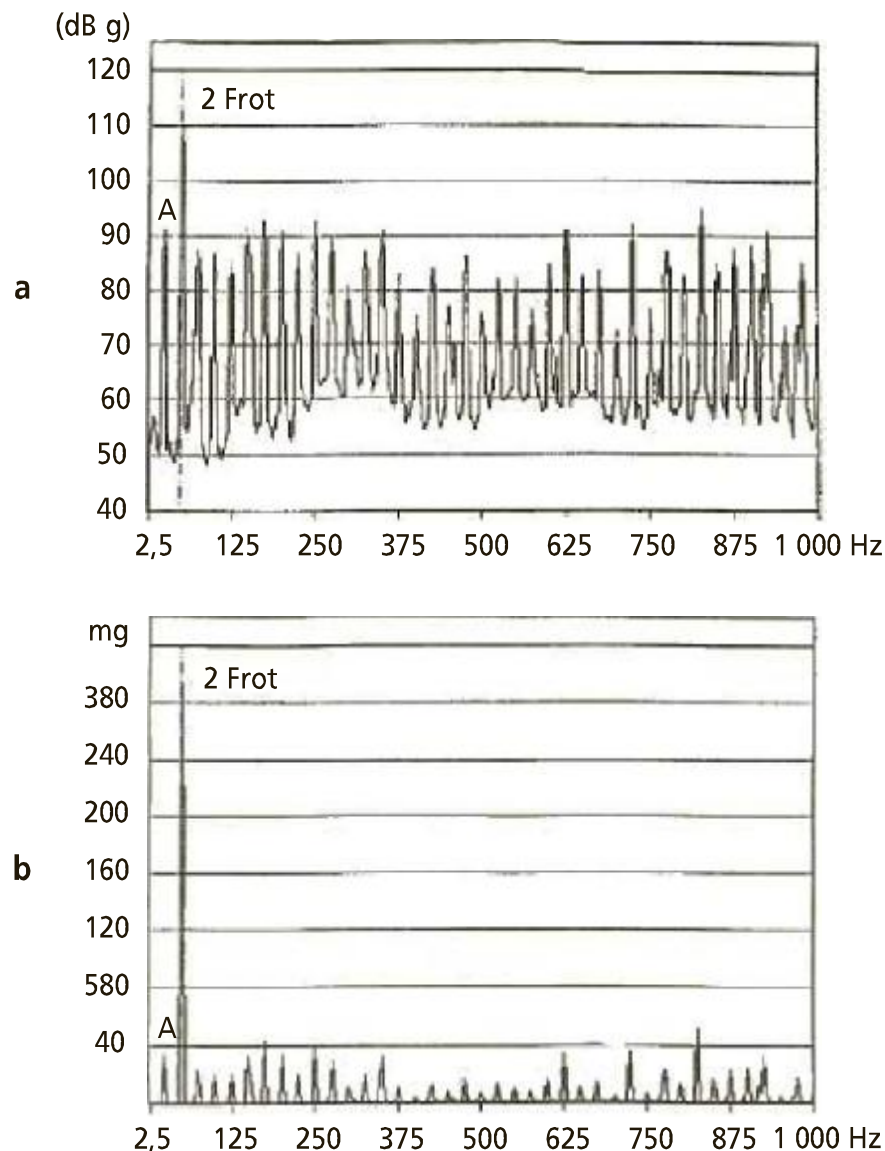


Figure 5.11 – Image spectrale d'un défaut d'accouplement dont l'amplitude exprimée en accélération est affichée : a : en décibels, b : avec une échelle linéaire.

Accouplement par cardan

L'image vibratoire d'un entraînement par cardan, même en l'absence de défaut, révèle toujours la prépondérance de l'amplitude de la composante d'ordre 2 de la fréquence de rotation (figures 5.12). Il y aura défaut si l'amplitude de cette dernière augmente de manière significative ou s'il y a présence d'harmoniques significatifs de cette dernière. Bien souvent, notamment en

papeterie et en métallurgie, la transmission présente un double cardan ou manchette formant joint homocinétique. Le non-parallélisme des arbres menant et mené est souvent responsable de fluctuations de vitesse de rotation instantanée, d'à-coups, de défauts de régulation et d'un vieillissement prématuré de la transmission.

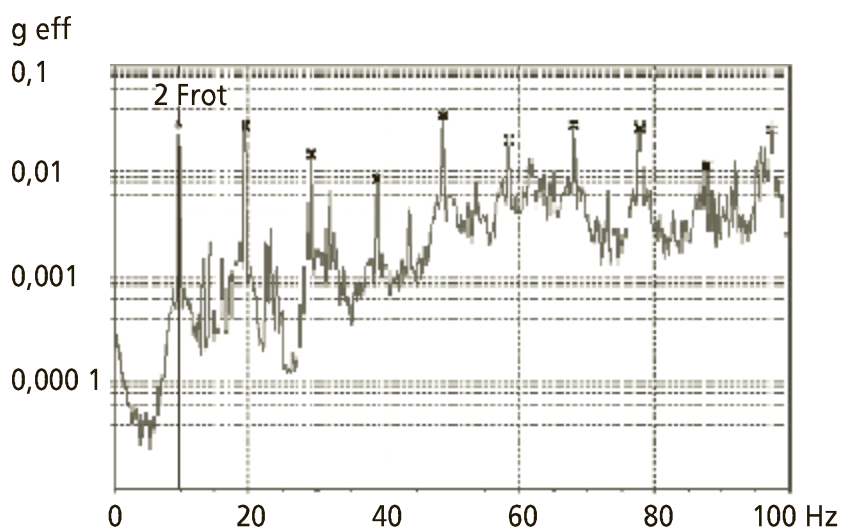


Figure 5.12 a – Spectre vibratoire induit par un défaut de cardan
(Amplitude efficace du peigne de raies : 87 mg ; 5,5 mm/s).

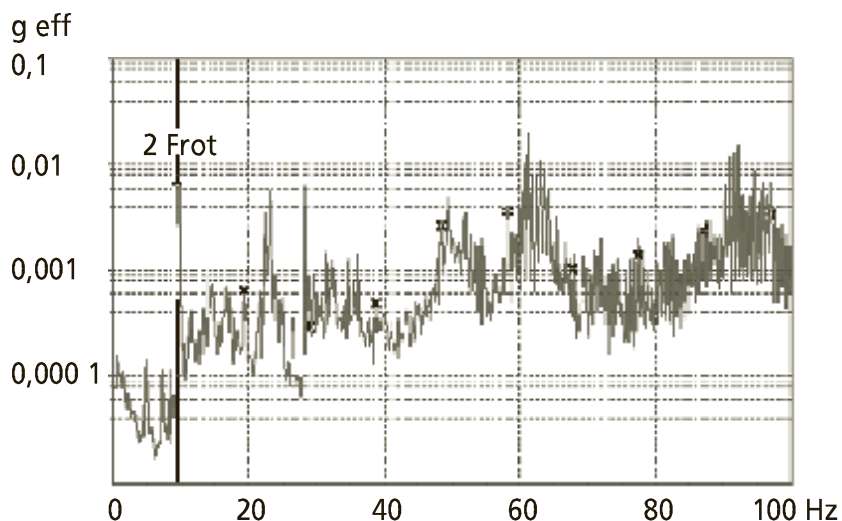


Figure 5.12 b – Spectre vibratoire après remplacement du cardan
et reprise du parallélisme des arbres menant et mené
(Amplitude efficace du peigne de raies : 12 mg 1,22 mms).

5.5 Défauts de transmission par courroies

5.5.1 Généralités

Les principaux défauts rencontrés sur ce type de transmission (figure 5.13) sont :

- une détérioration localisée d'une courroie (partie arrachée, défaut de jointure...),
- des courroies détendues,
- des courroies usées,
- un mauvais alignement des poulies,
- une poulie excentrée,
- un défaut de transmission courroie poulies crantées.

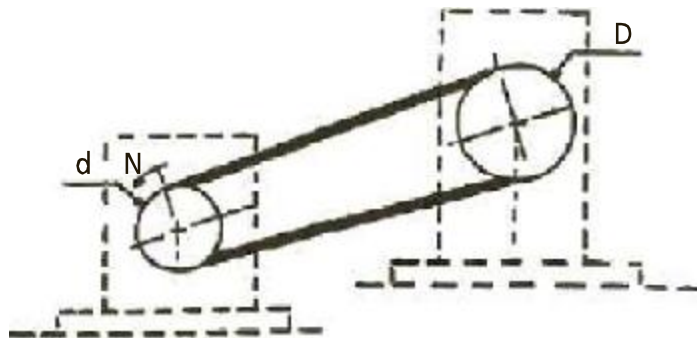


Figure 5.13 – Transmission poulies courroies.

5.5.2 Courroies usées, détendues ou désaxées

La détérioration localisée d'une courroie implique généralement un effort ou un choc dont la fréquence de répétition correspond à la fréquence de passage de ce défaut. L'image vibratoire d'un défaut de courroies (figures 5.14 a et b) est constituée d'un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de passage de courroies avec prépondérance des composantes dont les fréquences sont voisines de fréquences propres de structure.

La fréquence passage de courroies se situe toujours en dessous des fréquences de rotation des arbres menant et mené. À cause des inévitables glissements poulies/courroies, la fréquence réelle sera toujours inférieure de 2 à 3 % de sa valeur théorique calculée à partir de la relation :

$$F_c = \frac{\pi d}{L} F_{\text{rot}}$$

Avec :

- L : la longueur de la courroie,
- F_{rot} : la fréquence de rotation de la poulie et d le diamètre correspondant.

Lorsque les courroies sont usées ou détériorées, détendues ou désaxées, on observe dans le spectre vibratoire la présence de composantes dont les fréquences correspondent aux premiers ordres de la fréquence de passage de courroie. Souvent, l'amplitude de la composante d'ordre 2 est prépondérante.

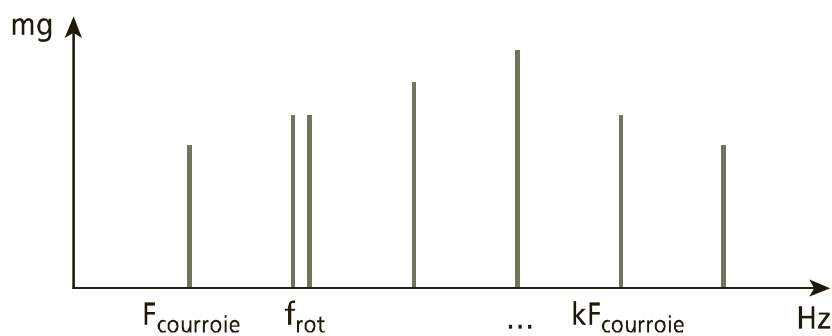


Figure 5.14 a – Image théorique d'un défaut localisé de courroie.

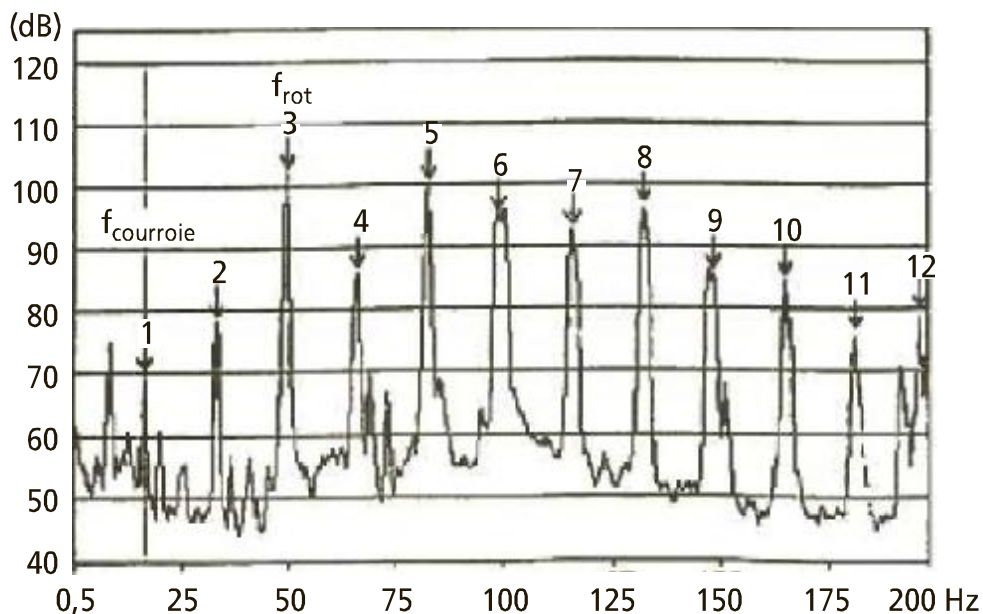


Figure 5.14 b – Spectre d'un défaut de courroie associé à un desserrage de palier.

L'amplitude de ces composantes est généralement instable et on peut parfois observer un phénomène de battement entre une de ces composantes et la composante d'ordre 1 de la fréquence de rotation de l'arbre menant ou mené.

Dans le cas d'une courroie crantée, l'usure ou le désalignement des poulies se manifestent par la présence d'une composante d'amplitude élevée dont la fréquence correspond à la fréquence de synchronisation (produit de la fréquence de passage de courroie par le nombre de crans ou de la fréquence de rotation des roues menante ou menée par le nombre de dents de cette dernière). Pour ce type de transmission, les fréquences rencontrées sont les mêmes que pour les engrenages avec cependant des amplitudes vibratoires moindres du fait de la nature du matériau qui a tendance à amortir les chocs. La fréquence de passage de la courroie s'écrit alors :

$$F_{\text{courroie}} = \frac{Z}{Z_c} F_{\text{rot}}$$

avec : F_{courroie} = fréquence de passage de la courroie

F_{rot} = fréquence de rotation d'une poulie

z = nombre de crans de cette même poulie

z_c = nombre de crans de la courroie

Dans le cas d'une transmission par chaînes, ces défauts se manifestent par la présence d'une composante d'amplitude élevée dont la fréquence correspond au produit de la fréquence de rotation d'une roue par le nombre de dents de cette dernière.

Lorsqu'une ou plusieurs courroies sont insuffisamment tendues, il peut se produire un phénomène de battement créé par les faibles différences de vitesses de passage des courroies dues au glissement. Il en résulte théoriquement des raies d'amplitude élevée à la fréquence égale à la somme et à la différence des fréquences de passage réel des différentes courroies, modulée par des raies espacées de leurs différences. Si une seule courroie est détendue, le spectre laissera donc apparaître une raie élargie en fréquence par ses modulations, raie d'amplitude importante à un peu moins de deux fois la fréquence de passage des courroies. Mais si plusieurs courroies sont détendues, il deviendra plus facile de diagnostiquer ce phénomène à l'aide d'un stroboscope qu'avec l'analyse d'un spectre.

5.5.3 Mauvais alignement des poulies

Un désalignement de poulies induit une composante d'amplitude élevée prépondérante en direction axiale à la fréquence de rotation des arbres menant et menée. Le rapport des amplitudes de ces composantes dépend aussi bien de la position du point de mesures que des masses relatives des unités motrice et réceptrice et de la rigidité des châssis supports. Souvent, dans le cas d'un désalignement de poulies, la fréquence de la composante axiale d'amplitude prépondérante sur le moteur correspond à la fréquence de rotation du ventilateur et vice versa. Le diagnostic peut être confirmé par la mesure des déphasages entre composantes axiales de même fréquence.

5.5.4 Poulie excentrée

Une poulie excentrée (centre de gravité différent du centre de rotation) induit une composante vibratoire d'amplitude élevée à la fois sur les paliers des poulies menante et menée en direction radiale, dont la fréquence correspond à la fréquence de rotation de la poulie excentrée. La direction pour laquelle l'amplitude de cette composante est la plus élevée correspond à la direction définie par la droite joignant les centres des poulies. S'il est possible d'équilibrer une poulie excentrée, cette opération ne peut éliminer les contraintes de fatigue alternées préjudiciables au niveau des courroies et des structures support de paliers, induites par la tension alternée des courroies due à l'excentricité de la poulie. L'excentricité d'une poulie peut être confirmée par une mesure de déphasage, le mouvement radial des paliers étant quasiment rectiligne.

Remarque

Le diagnostic d'un défaut de transmission poulies/courroies à partir d'une grandeur vibratoire reste une opération délicate à cause des difficultés d'interprétation en terme de gravité à partir de l'amplitude efficace de ce dernier. Par contre, le diagnostic est beaucoup plus facile à partir de l'image du couple que représente l'intensité du courant statorique d'un moteur. Un désalignement de poulies se traduit immédiatement par une variation périodique de l'intensité du courant statorique avec, pour fréquence de modulation, la fréquence de passage de la courroie. La gravité du défaut est facilement quantifiée par le taux de modulation associé à ce phénomène, qui représente en fait quasiment le rapport de l'intensité créée par le défaut sur l'intensité absorbée par le moteur.

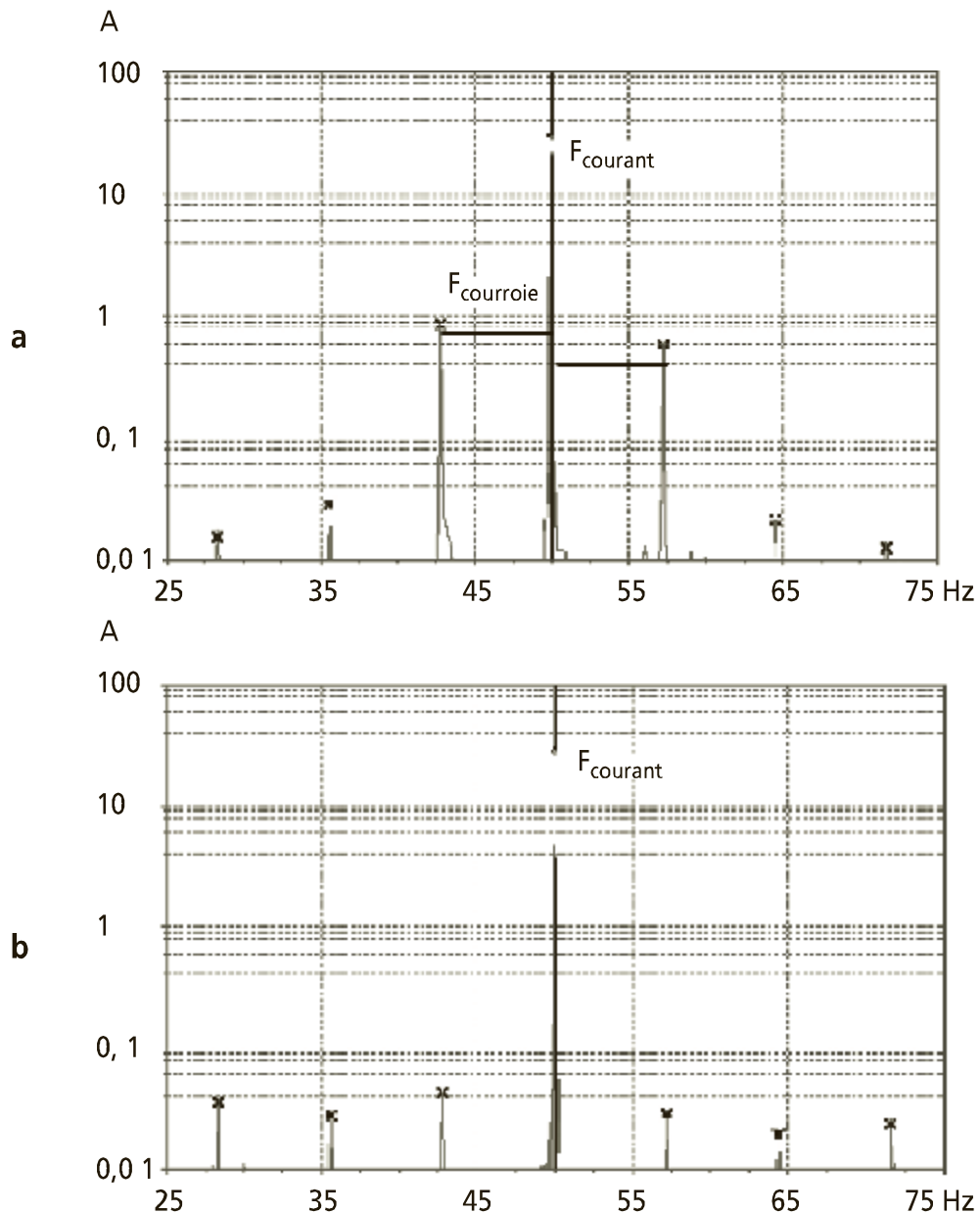


Figure 5.15 – Spectre de modulation de la composante principale du courant statorique d'un moteur entraînant un ventilateur via une transmission par poulies courroies. Figure 5.15 a : avant reprise du lignage, on peut noter la présence marquée de bandes latérales de modulation dont l'espacement 7,24 Hz correspond à la fréquence de passage de courroies. Le taux de modulation associé à la fréquence de passage de courroie est de 4,8 %. Figure 5.15 b : après reprise du lignage, les bandes latérales sont toujours présentes mais la valeur du taux de modulation est passée de 4,8 % à 0,3 %.

5.6 Défauts induits par un desserrage

L'image vibratoire induite par un desserrage ou par une fissuration d'ancrage ou de bâti est également caractérisée par la présence d'une composante d'amplitude prépondérante dont la fréquence peut également correspondre à l'ordre 1 de la fréquence de rotation. Toutefois, un desserrage ou une fissuration d'ancrage ou de bâti se traduisent par une diminution de raideurs modales avec, pour conséquence dynamique, une diminution significative de fréquence de certains modes propres, fréquences qui peuvent alors coïncider avec un des premiers ordres de la fréquence de rotation dont l'amplitude sera alors prépondérante. Cependant, dans certains cas de desserrage associé à un défaut de balourd ou de désalignement, le mouvement originel de type sinusoïdal du décollement du palier ou du bâti sera brusquement stoppé en fin de course du desserrage créant ce que l'on appelle une troncature du signal. Son image spectrale sera constituée d'un peigne de raies dont le pas correspondra toujours à la fréquence de rotation et dont l'amplitude et l'étendue spectrale dépendront de l'importance de la troncature.

Le déphasage relatif pour deux composantes radiales orthogonales sera voisin de zéro ou de 180° , selon la position des capteurs par rapport au plan de desserrage ou de fissuration.

5.7 Défauts induits par un frottement entre rotor et stator

Dans le cas d'un **frottement** rotor/stator, la raideur du système rotor/palier est modifiée lors du contact rotor/stator et devient alors une fonction périodique du temps.

La résolution de l'équation différentielle régissant le mouvement du rotor (équations de Hill) montre que la rotation du rotor peut induire des vibrations dont la fréquence de base correspond le plus souvent à l'ordre **1/2 de la fréquence de rotation** et parfois aux ordres 1/3, 1/4 et 1/5 (figure 5.16).

Cependant, l'image vibratoire d'un frottement rotor/stator correspond généralement à l'ordre 1/2 de la fréquence de rotation. Ce défaut ne doit pas être confondu avec le défaut d'instabilité (ou tourbillon d'huile) susceptible d'affecter toute machine à paliers fluides et dont la fréquence de la composante induite est, comme nous l'avons vu au paragraphe 5.2, généralement comprise entre 0,45 et 0,49 fois la fréquence de rotation. Et ce même si, pour ces machines, un frottement sur les barrières d'étanchéité, par exemple, peut,

comme l'instabilité d'arbre, exciter une fréquence critique du système rotor/palier et induire des vibrations d'amplitude très élevée qui vont conduire à la rupture du film d'huile et à la dégradation du palier et du rotor.

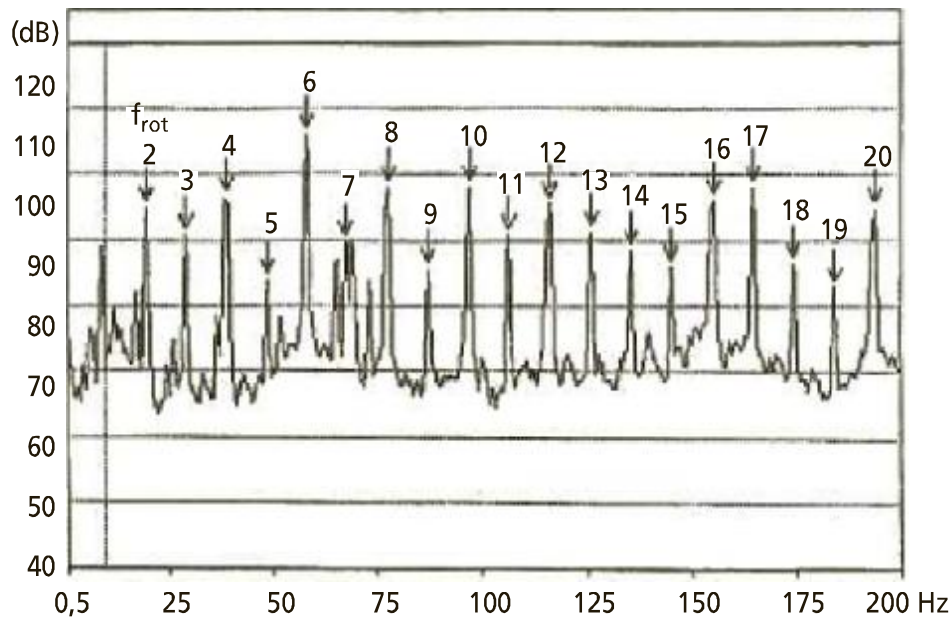


Figure 5.16 – Spectre vibratoire d'un défaut de serrage d'une bague interne de roulement sur l'arbre d'un palier d'un ventilateur tournant à 19,36 Hz. L'amplitude efficace du peigne de raies dont le pas 9,68 Hz correspond à l'ordre 1/2 de la fréquence de rotation est de 315 mg (8,4 mm/s).

5.8 Cavitation

Il s'agit d'un défaut d'écoulement d'un fluide qui se produit quand la pression, à l'intérieur de la pompe, s'abaisse à un niveau égal à celle de la vapeur saturante du fluide véhiculé. Il y a formation de bulles de gaz qui, en implosant, excitent un grand nombre de modes de structure. La cavitation est causée par un débit d'aspiration insuffisant et se manifeste par un bruit caractéristique identique à celui que provoquerait le passage de graviers dans le corps de la pompe. Ces phénomènes sont souvent intermittents et s'ils persistent, ils peuvent dégrader des éléments internes de la pompe et notamment éroder les aubes des impulseurs.

La cavitation induit des vibrations aléatoires à spectre étendu et dont l'énergie se concentre souvent autour de la fréquence de passage des aubes et de ses harmoniques et des fréquences des principaux modes de structure (figure 5.17).

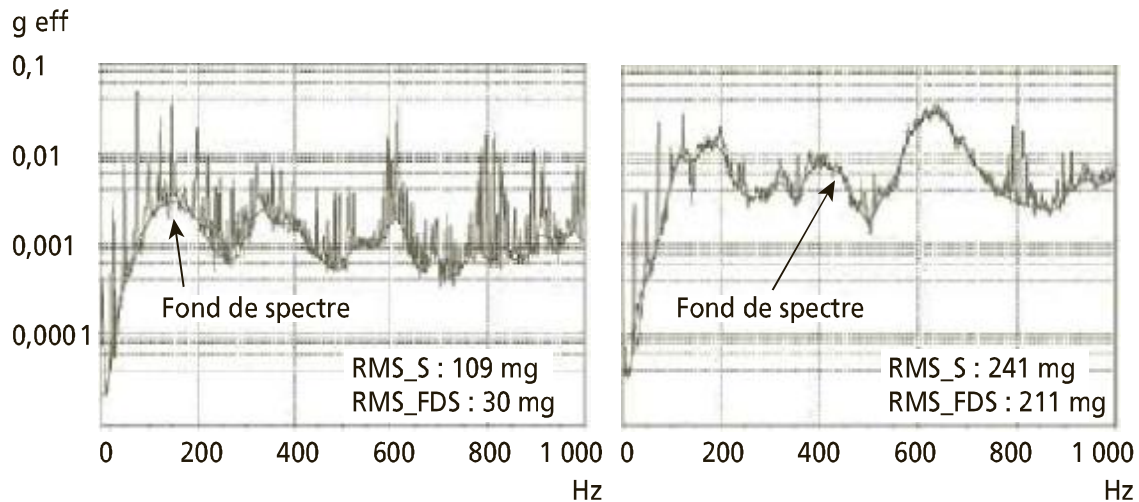


Figure 5.17 – Spectre vibratoire d'un palier d'une pompe en absence et en présence de cavitation. À noter la forte augmentation du niveau du fond de spectre en présence de cavitation dont l'amplitude efficace passe de 30 mg à 211 mg dans la bande [0-1 000 Hz].
a : en absence de cavitation ; b : en présence de cavitation.

Les spectres de démodulation du signal vibratoire dans les zones de concentration d'énergie se caractérisent par des spectres « plats » démontrant ainsi l'absence de toute périodicité.

On pourra distinguer un phénomène de cavitation des autres phénomènes ayant des manifestations vibratoires voisines (usure de bagues de roulement, défaut de lubrification) en prenant une mesure sur le corps de pompe. Pour un défaut lié à un palier, l'énergie vibratoire sera beaucoup plus élevée sur le palier que sur la volute, alors que pour la cavitation, elle sera généralement supérieure sur la volute.

5.9 Fréquence de passage des pales, aubes, ailettes, encoches...

La fréquence de passage des pales d'un ventilateur correspond au produit de la fréquence de rotation par le nombre de pales de la roue, multipliée éventuellement par le nombre de ventelles fixes fractionnant la zone de déchargement. La fréquence de passage des aubes d'une pompe, d'un compresseur ou d'une turbine correspond au produit de la fréquence de rotation par le nombre

d'aubes. La présence dans le spectre vibratoire de composantes dont les fréquences correspondent à la fréquence de pales ou d'aubage ou à leurs harmoniques est liée au fonctionnement de la machine et ne constitue donc pas nécessairement une anomalie. Cependant, des composantes vibratoires d'amplitudes élevées à ces fréquences ou à leurs harmoniques peuvent apparaître si l'entrefer entre redresseur et aubes n'est pas constant, si les fréquences induites coïncident avec des résonances de structure, si l'anneau d'usure de l'impulseur grippe sur l'arbre, si les attaches des aubages diffuseurs se dessoudent. Il en est de même en présence d'une courbure brutale de canalisation ou de tuyauterie, d'obstacles qui perturbent l'écoulement, d'une excentration du rotor d'une pompe ou d'un ventilateur à l'intérieur de son logement. Un défaut de centrage du rotor par rapport à la volute ou un jeu au niveau du clavetage de la turbine sur l'arbre se manifeste par la présence de bandes latérales de modulation espacées de la fréquence de rotation de la turbine et centrées autour de la fréquence de passage et de ses harmoniques. Il en est de même pour les modulations de la fréquence de passage des encoches sur les moteurs qui peuvent révéler la présence de défauts électromagnétiques (§ 5.16, Anomalies électromagnétiques).

5.10 Excitation de fréquences propres de structure (résonances)

Tout corps solide présente de nombreuses fréquences qui lui sont propres (fréquences de suspension et fréquences des différents modes de déformation des éléments le constituant) et qui, lorsqu'elles viennent en coïncidence avec la fréquence d'un excitateur (balourd ou désalignement résiduels, fréquence de passage des pales, fréquence d'engrènement...), entrent en résonance. Ces résonances se traduisent par des amplitudes très élevées pour les composantes dont les fréquences sont en coïncidence et elles peuvent entraîner la destruction rapide de l'équipement si l'amortissement du mode excité est trop faible. C'est le cas du verre de cristal qui explose lorsque la diva pousse son contre ut ou que le violon miaule des sons aigus. C'est le cas du pont qui, sous le Second Empire s'écroula au passage d'un escadron militaire marchant au pas cadencé ou du pont de Tacoma qui s'écroula sous les effets du vent ; c'est le cas aussi des vibrations ressenties dans une voiture à certaines vitesses lorsqu'une roue est mal équilibrée.

Lorsque les fréquences des modes propres excités se situent en hautes fréquences (fréquences propres de denture, fréquences propres de roulement...),

leur excitation ne peut se faire que par des composantes d'ordre élevé de la fréquence de rotation, c'est-à-dire que ces modes ne peuvent être excités que par des défauts induisant des forces impulsionnelles comme des chocs, qu'ils soient périodiques ou aléatoires. Même si le rôle de ces résonances reste néfaste pour la machine, les effets d'amplification du phénomène vibratoire qui en résultent, seront souvent des révélateurs bienvenus pour le diagnosticien. Ces résonances sont utilisées dans la définition d'indicateurs globaux dédiés à la surveillance des roulements. Elles apparaissent sous forme de bosses sur les spectres hautes fréquences et la démodulation de ces bosses permettra d'identifier la nature aléatoire ou périodique des forces excitatrices et, dans ce dernier cas, les fréquences d'excitation correspondantes à la nature du défaut.

Les machines sont logiquement conçues pour que leurs fréquences propres soient éloignées des principales fréquences cinématiques, ce qui est généralement le cas pour la fréquence de rotation et ses premiers harmoniques. Hélas, il n'en est pas toujours ainsi pour les fréquences d'ordres plus élevés telles que les fréquences d'engrènement ou de passage des pales d'un ventilateur. Des coïncidences sont également possibles pour les premiers ordres de la fréquence de rotation si les conditions de fonctionnement de la machine diffèrent de celles pour laquelle elle a été conçue ou si la raideur de la structure sur laquelle elle va reposer modifie sensiblement les premières fréquences propres de l'ensemble. Il est important ici de rappeler que la valeur d'une fréquence propre n'est pas une donnée immuable dans le temps mais qu'elle est susceptible de diminuer avec le vieillissement de la structure d'accueil (microfissurations) ou des liaisons avec l'équipement (raideur des ancrages). Il arrive donc que les fréquences propres soient trop proches d'une fréquence mécanique normale. Dans ce cas, si la fréquence de rotation ne peut être modifiée, c'est la valeur de fréquence propre qu'il faudra adapter en jouant sur les raideurs ou sur les inerties.

L'image vibratoire spectrale de l'excitation de modes propres se traduira par une amplitude importante à certaines fréquences cinématiques ou à leurs premiers harmoniques. Lorsqu'il sera possible de faire varier la vitesse de rotation, il sera facile de constater que l'amplitude décroît fortement au fur et à mesure que la fréquence cinématique excitatrice s'éloigne d'une fréquence propre. Si le test de variation de vitesse est impossible à réaliser, souvent la simple observation du fond de spectre (à condition que la résolution d'analyse Δf soit correctement choisie) permet de conclure à l'excitation d'une fréquence propre (figures 5.18 et 5.19). L'excitation impulsionnelle à l'arrêt permet d'identifier l'existence d'un problème de résonance mais, avant de conclure, on doit se rappeler que les valeurs de certaines fréquences propres en fonctionnement, à cause des jeux et de la température, peuvent sensiblement différer de celles mesurées à l'arrêt.

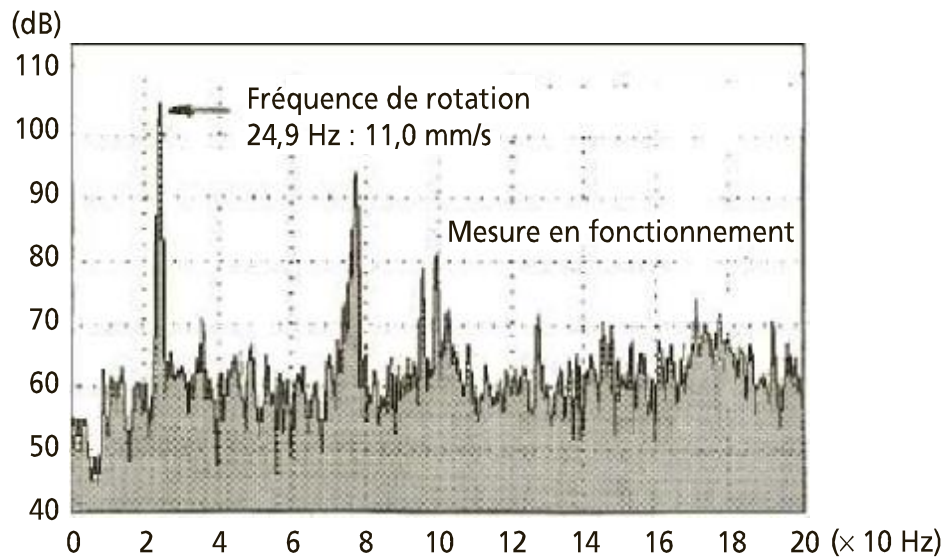


Figure 5.18 a – Spectre 0-200 Hz pris pendant le fonctionnement de la machine. Une forte amplitude à la fréquence de rotation d’une génératrice laissait supposer un défaut important de balourd. Malgré un équilibrage soigné du rotor sur un banc d’équilibrage, l’amplitude de cette composante reste anormalement élevée et laisse soupçonner l’existence d’une résonance de structure.

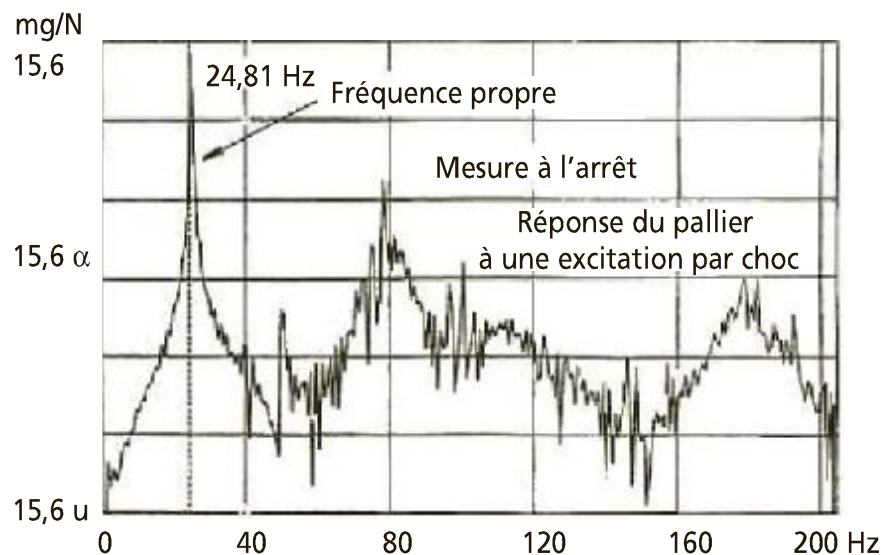


Figure 5.18 b – Réponse impulsionnelle de ce palier. L’excitation faite au marteau de ce palier lors d’un arrêt fait bien apparaître que la fréquence du premier mode propre de la structure se situe à 24,8 Hz, ce qui explique pourquoi l’amplitude de la composante d’ordre 1 de la fréquence de rotation (24,9 Hz) est élevée (11,0 mm/s).

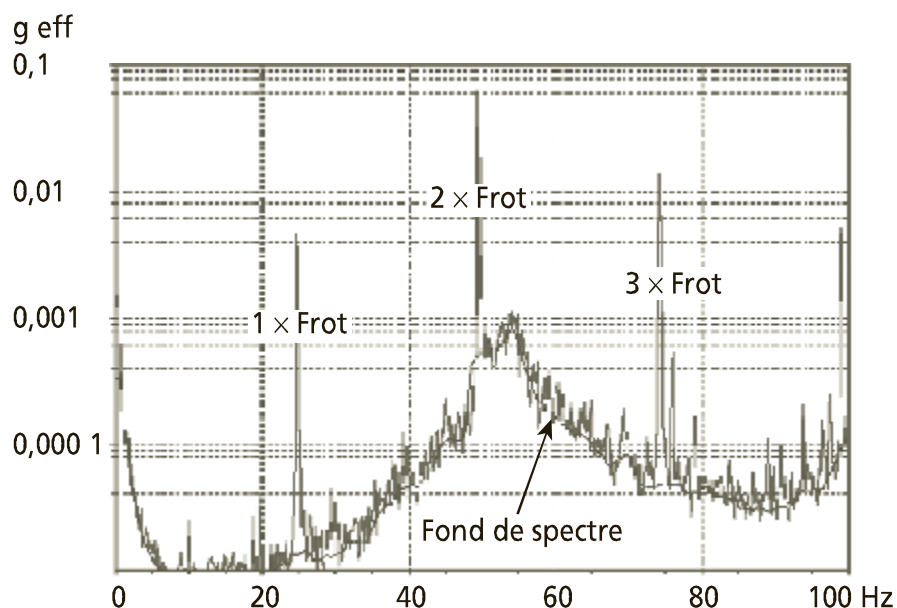


Figure 5.19 a – Spectre vibratoire du palier côté accouplement d'une pompe en direction radiale horizontale.

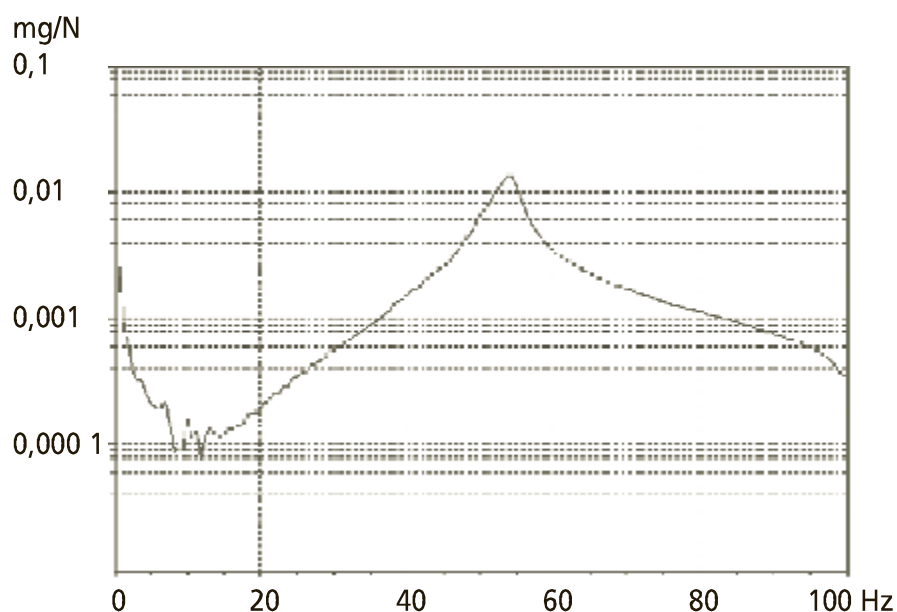


Figure 5.19 b – Réponse impulsionnelle de ce même palier pour la même direction.
La nette prépondérance de l'amplitude des composantes d'ordre 2 et 3 ne signifie pas forcément « défaut de lignage ». La forme du fond de spectre laisse souvent présager l'existence d'un phénomène de résonance que confirme la réponse impulsionnelle du palier.

La fréquence de résonance d'une structure est donnée par la formule :

$$F_{\text{résonance}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

dans laquelle k est le coefficient de raideur et m la masse.

Cette relation montre que pour augmenter la valeur d'une fréquence propre, il faut augmenter la raideur ou diminuer la masse en mouvement et que l'augmentation de la masse se traduit par une diminution de la valeur de la fréquence propre.

Il est cependant recommandé de ne pas apporter une modification de structure sans avoir au préalable procédé à une étude et à des simulations expérimentales (essais vibratoires après rigidification temporaire avec étais ou vérins) ou à des calculs après modélisation par éléments finis. Le déplacement d'une fréquence propre peut être la cause d'une nouvelle résonance excitée par une autre fréquence cinématique. Lorsqu'il s'agira de structures légères ou d'éléments de charpente et qu'il faudra non seulement connaître les fréquences propres mais aussi visualiser les déformations de la structure, il sera bon de faire appel aux spécialistes.

5.11 Machines alternatives

Le fonctionnement des machines alternatives, comme les compresseurs à pistons, les presses à emboutir ou les moteurs thermiques, génère des chocs périodiques qui se produisent lors du renversement du mouvement et qui rendent difficile l'identification des chocs induits par l'existence de jeux ou de desserrage dont les images vibratoires peuvent être facilement confondues. Seuls des traitements du signal en mode temporel permettent de suivre correctement le déroulement des différentes phases d'un cycle lorsque le signal est filtré par peigne à la fréquence de répétition du cycle. (chapitre 4, Analyse temporelle synchrone et Analyse temps fréquence).

5.12 Vibrations transmises à l'environnement

Parfois les vibrations générées par certaines machines (turbo machines, ventilateurs, machines alternatives) peuvent être gênantes pour l'environnement et

même être la cause de dégradation de roulements installés (faux Brineling) sur une autre machine à l'arrêt.

Pour atténuer la transmission des vibrations d'une machine à son environnement, le spécialiste en isolation devra connaître l'amplitude et les principales fréquences de ces vibrations ainsi que leur direction (horizontales, verticales, axiales, obliques), le poids de la machine et la position de son centre de gravité. Il pourra ainsi déterminer le produit d'amortissement le mieux adapté (feutre, caoutchouc, ressorts métalliques, coussins d'air...), en définir les caractéristiques et le meilleur positionnement.

Attention à une idée trop souvent répandue : l'amortissement n'aura pas pour but de supprimer ou d'atténuer les vibrations émises par la machine mais uniquement celui de minimiser les transmissions à l'environnement. Au contraire, les niveaux vibratoires mesurés sur les paliers de la machine se trouveront généralement amplifiés car, une fois désolidarisée de son support, la machine sera souvent rendue plus souple et les masses en mouvement seront beaucoup plus faibles.

5.13 Défauts de roulements

Les roulements sont, sans doute, les organes les plus sensibles d'un parc de machines. Lorsque l'on sait que, d'après une étude menée par la Société SKF, 27 % des dégradations de roulements ont pour origine des maladroites de manutention ou de montage, on imagine l'intérêt que l'on peut avoir à les remplacer le moins souvent possible, donc à éviter les démontages systématiques en optant pour une stratégie de surveillance appropriée. Le processus normal de dégradation d'un roulement est l'écaillage par fatigue qui présente quatre stades de dégradation bien distincts auxquels sont associées des typologies vibratoires bien différenciées.

Stade 1

Les indications les plus précoces de dégradations, dues à la fissuration en sous-couche d'une bague par fatigue sous l'effet de la pression de Hertz, apparaissent dans la bande ultrasonique entre 250 et 350 kHz et, plus tard, avec l'accroissement du nombre de fissures, dans la bande [20-60 kHz].

Stade 2

Les fissures migrent progressivement vers la surface et le passage des éléments roulants sur ces fissures commence à exciter les modes propres de déformation

de bagues de roulement, dont les premières fréquences propres se situent généralement dans la bande [1500-3500 Hz]. Dans le domaine spectral, on observe alors dans cette bande fréquentielle la présence d'un dôme d'amplitude élevée. Le spectre de modulation du signal filtré dans cette bande permet d'identifier la cadence de répétition des chocs et, de ce fait, de localiser le défaut.

Stade 3

Les fissures se rejoignent et un morceau de métal est arraché. La dégradation est alors visible à l'œil nu. L'apparition du premier écaillage va immédiatement se manifester par la présence d'un peigne de raies parfaitement identifiable en basses et moyennes fréquences avec un pas correspondant à la fréquence de défaut caractéristique de l'élément altéré (bague interne, bague externe, éléments roulants). L'augmentation du nombre de zones écaillées ou de l'étendue de ces zones se traduit dans le domaine spectral par une forte augmentation de l'amplitude des quinze premières composantes du peigne de raies. Si le roulement est lubrifié à la graisse, les copeaux métalliques restent prisonniers et sont laminés par le passage des éléments roulants (qui ont une dureté très supérieure à celle des bagues) en créant de très nombreuses empreintes. Ces empreintes vont à leur tour engendrer de nombreux chocs de très courte durée, exciter les fréquences propres de bagues et augmenter fortement l'amplitude efficace du signal dans la bande [2 k-20 kHz]. Si le roulement est lubrifié à l'huile, les copeaux sont rapidement évacués et le nombre d'empreintes sera beaucoup plus faible, générant de ce fait dans cette même bande fréquentielle une amplitude efficace considérablement plus faible.

Stade 4

À ce stade, la quasi-totalité des surfaces de roulage est écaillée avec une forte augmentation des jeux internes du roulement. Dans le domaine spectral, les peignes de raies, dont les pas correspondent aux différentes fréquences de défauts de roulement, disparaissent et sont remplacés par un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation avec une forte élévation du niveau de fond de spectre. L'importance des chocs conduit rapidement à une rupture de la cage ou à un grippage suite à la mise en travers des éléments roulants.

Pour assurer une bonne fiabilité d'exploitation, il semble indispensable de remplacer le roulement au cours du stade 3, bien avant la disparition des peignes de raies dont les pas correspondent aux fréquences de défauts du roulement.

Le processus d'écaillage par fatigue est le seul mode vieillissement normal d'un roulement et c'est ce mode dégradation qui est pris en compte dans les relations permettant le calcul des durées de vie statistiques. Il existe cependant bien d'autres processus de dégradation de roulement (usure, grippage, réduction de jeux, défaut de serrage du roulement dans son palier ou sur l'arbre, blocage axial du palier guide...), qui présentent des manifestations vibratoires pouvant être très différentes de celles précédemment décrites.

Signalons, parmi ces dernières, deux causes de dégradation parmi les moins connues et les moins évidentes. Ce sont les dégradations causées :

- par une charge insuffisante sur les paliers, qui se traduit par une non-adhérence des éléments roulants. De ce fait, ceux-ci vont avoir tendance à glisser dans la zone de charge plutôt qu'à rouler. Cela aura pour effet une élévation de température, une altération du lubrifiant et des transferts de matière par microgrippages ;
- par une surabondance de graisse qui va avoir pour effet de faire monter le palier en température avec des conséquences quasi identiques à celles précédemment citées.

Sur le plan vibratoire, rappelons que, bien qu'il existe des techniques simples de surveillance des roulements (*cf.* chapitre 4) à partir d'indicateurs scalaires dédiés, seule l'analyse fréquentielle permettra de déterminer la fréquence de répétition de chocs et, de ce fait, de statuer s'il s'agit réellement de la dégradation d'un roulement ou d'une tout autre cause (dégradation d'un engrenage, turbulence aéraulique, défaut d'origine électromagnétique...). Dans le cas d'un défaut de roulement, elle est bien souvent la seule technique permettant :

- d'identifier le processus de dégradation et le stade de dégradation dans lequel il se trouve,
- de localiser le roulement en cause et ses éléments constitutifs en voie d'altération,
- de statuer s'il s'agit d'un écaillage, d'un manque de graisse ou d'une usure des pistes,
- de pouvoir estimer de manière objective les risques encourus à court terme.

Dans l'attente de l'arrivée sur le marché de systèmes « intelligents » de surveillance de roulements, effectuant en quelques secondes toutes les opérations de traitement du signal nécessaires et délivrant à l'issue de ces opérations un prédiagnostic facilement interprétable, reste, pour l'exploitant, à déterminer sur quelles machines « stratégiques » une telle approche est économiquement rentable.

5.13.1 Détermination des fréquences caractéristiques

Dans la plupart des cas, la dégradation à un stade précoce se traduit par la présence d'un défaut localisé ponctuel (fissure, trace de microgrippage, amorce d'écaillage, empreinte...) affectant une des pistes, ou d'un élément roulant du roulement, produisant un choc à chaque passage sur le défaut ou à chaque contact du défaut avec une des deux pistes.

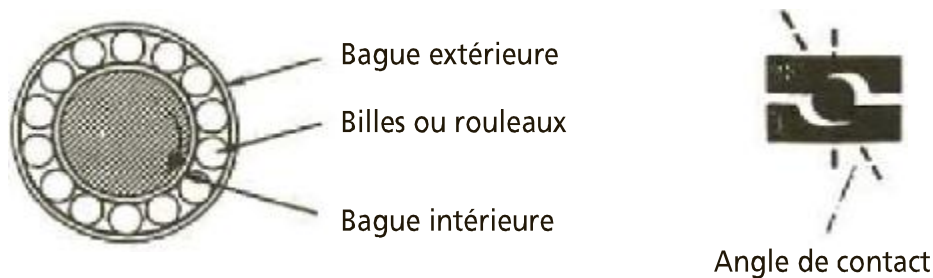


Figure 5.20 – Constitution d'un roulement.

Pour chaque type de roulement et en fonction des cotes de fabrication de chacun de ses éléments (figure 5.20), on peut considérer quatre fréquences caractéristiques :

- la fréquence de passage des billes (ou rouleaux) sur la bague externe du roulement, F_{be} ;
- la fréquence de passage des billes (ou rouleaux) sur la bague interne du roulement, F_{bi} ;
- la fréquence de rotation des éléments roulants sur eux-mêmes, F_e ;
- la fréquence de passage d'un défaut de cage, F_{cage} .

Lorsqu'il y a écaillage ou indentation sur l'un de ces éléments du roulement, le choc se produit à la fréquence correspondante donnée par les formules ci-dessous tirées de la formule de Willis, habituellement appliquée aux engrenages épicycloïdaux (figure 5.20) en considérant que les éléments roulants roulent sur les pistes sans glisser, avec :

- N , le nombre d'éléments roulants (billes, rouleaux ou aiguilles),
- D_p , le diamètre primitif,
- d , le diamètre des éléments roulants,
- ϕ , l'angle de contact,
- F_{rot} , la fréquence de rotation de la bague interne (la bague externe étant supposée fixe).

Ainsi, nous avons :

- La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague externe (la bague externe étant supposée fixe), F_{be} , est donnée par la relation suivante :

$$F_{be} = \frac{N}{2} \left[1 - \frac{d \cos \varphi}{D_p} \right] F_{rot}$$

- La fréquence de passage d'un élément roulant sur un défaut de bague interne (la bague interne étant supposée montée sur l'arbre tournant), F_{bi} , est donnée par la relation suivante :

$$F_{bi} = \frac{N}{2} \left[1 + \frac{d \cos \varphi}{D_p} \right] F_{rot}$$

- La fréquence de passage d'un défaut de cage, F_{cage} , est donnée par l'équation suivante :

$$F_{cage} = \frac{1}{2} \left[1 - \varepsilon \frac{d \cos \varphi}{D_p} \right] F_{rot}$$

$\varepsilon = 1$ si la bague fixe correspond à la bague externe

$\varepsilon = -1$ si la bague fixe correspond à la bague interne

Si la bague externe est fixe (cas général), la fréquence de défaut de bague externe est égale au produit du nombre d'éléments roulants par rangée par la fréquence de rotation de la cage. Cette fréquence se situe pour la plupart des roulements autour de 0,4 fois la vitesse de rotation.

- La fréquence de passage de rotation d'un élément roulant sur lui-même, F_e , est donnée par l'équation suivante :

$$F_{rot_éléments} = \frac{D_p}{2d} \left[1 - \frac{d_2 \cos_2 \varphi}{D_p^2} \right] F_{rot}$$

Mais comme le choc dû au défaut se produit à chaque rotation de l'élément altéré, à la fois sur la bague interne et sur la bague externe, la fréquence de défaut d'élément roulant correspond généralement au **double de leur fréquence** de rotation sur eux-mêmes.

Exemple

Le tableau 5.2 donne les fréquences caractéristiques de quelques roulements. Deux remarques sont à formuler :

Pour deux fabricants différents, les cotes de fabrication internes, hormis les côtes normalisées, peuvent différer pour un roulement de référence identique avec souvent un nombre d'éléments roulants différent. Les fréquences caractéristiques peuvent donc n'être pas les mêmes d'un constructeur à un autre.

Ces fréquences de passage sont des fréquences théoriques sensiblement respectées tant que les éléments roulants sur les pistes s'effectuent dans la zone de charge sans glissement. Dès qu'il y a glissement (charge trop élevée ou insuffisante, jeu fonctionnel insuffisant...), une partie de l'énergie cinétique de rotation se transforme en chaleur avec dégradation localisée du film d'huile et microgrippage dans un premier temps. La fréquence de répétition des chocs devient alors nettement inférieure à la fréquence calculée, d'où l'intérêt dans le cadre d'un diagnostic de connaître, non seulement le nom du constructeur mais également les suffixes associés à la référence du roulement. L'importance du glissement est un élément clé à appréhender pour estimer le risque de grippage et pour décider de l'urgence de l'intervention.

Tableau 5.2 – Exemples de fréquences caractéristiques, calculées en fonction de la fréquence de rotation de l'arbre et exprimées en Hertz.

Référence des roulements	Fréquence de rotation	Fréquence de cage	Fréquence de bague externe	Fréquence de bague interne	Fréquence des éléments
6 318 SKF	24,84	9,605	76,84	121,88	109,96
6 318 FAG	24,84	9,885	88,97	134,59	116,65
NU 318 SKF	24,80	10,19	132,41	189,99	134,45
NU 318 SKF	24,80	9,95	129,30	193,10	120,42
7 318 SKF	24,80	10,25	123,00	174,60	106,26
22320 FAG	17,70	7,09	99,26	148,54	83,41

5.13.2 Principaux défauts

■ Défaut ponctuel peu étendu

L'image vibratoire de ce type de défaut est un peigne de raies dont le pas F_d correspond à la fréquence de défaut associé à l'élément constitutif du roulement qui est affecté par ce défaut (bague externe, bague interne, élément roulant, cage). La forme spectrale du peigne de raies dépend de la position du défaut dans la zone de charge et de sa mobilité éventuelle dans cette dernière.

□ Affectant la bague fixe

Si le défaut affecte la bague fixe d'un roulement, généralement la bague externe, le défaut se manifestera, dans le domaine spectral, par un peigne de raies de pas égal à la fréquence F_{be} et dont l'amplitude dépendra essentiellement des réponses impulsionnelles du roulement et de son palier, l'amplitude des forces d'excitation étant constante (figures 5.21 et 5.22).

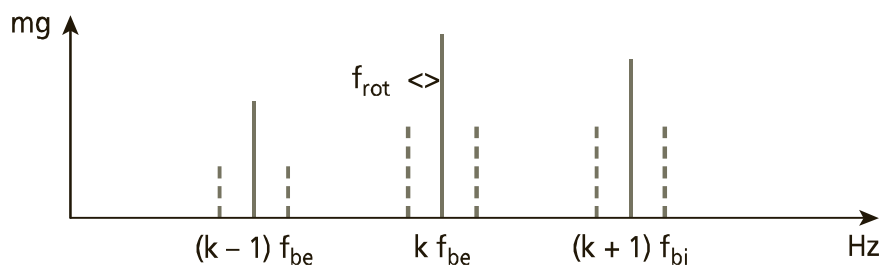


Figure 5.21 – Image vibratoire typologique d'un défaut ponctuel affectant la bague fixe d'un roulement.

En présence d'une charge dynamique importante due, par exemple, à un déséquilibre conséquent, à chaque composante de ce peigne peut être associée une paire de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation.

□ Affectant la bague tournante ou un élément roulant

Charge axiale pure

Dans le cas d'une charge axiale pure (cas idéal constitué par le roulement du palier butée d'un rotor à axe de rotation vertical), la charge est constante quelle que soit la position du défaut. L'amplitude de la force excitatrice est indépendante de la position du défaut, mais la position du défaut par rapport à celle du capteur n'est plus constante et se retrouve à l'identique à l'issue de chaque rotation de l'arbre. Le transfert vibratoire devient alors une fonction périodique du temps.

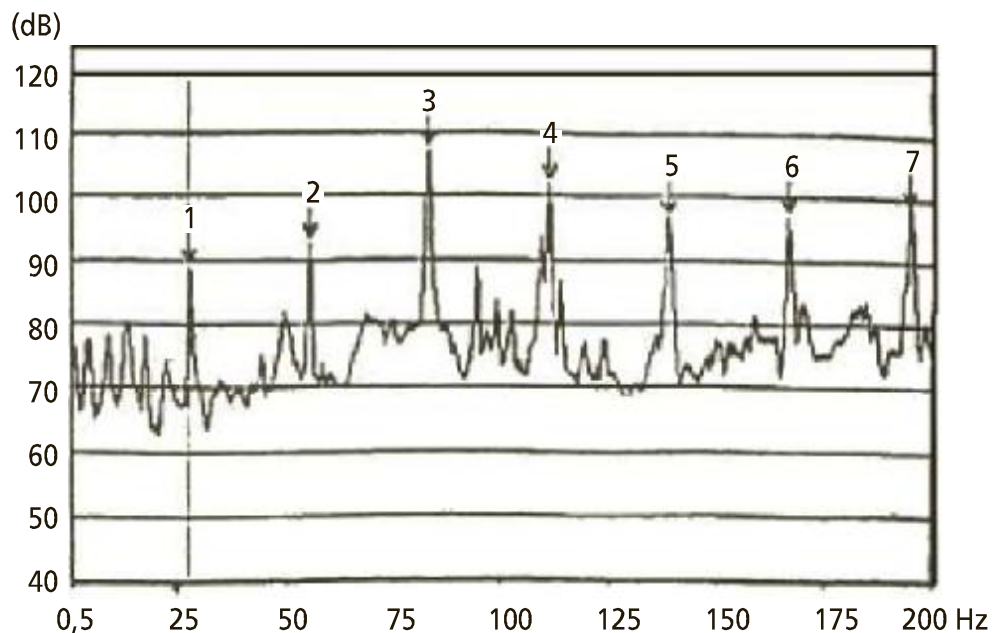


Figure 5.22 – Spectre d'un écaillage d'une bague externe. Les chocs périodiques induits par ce défaut se manifestent dans le domaine spectral par un peigne de raies dont le pas 138, 65 Hz correspond à la fréquence du défaut de bague externe du roulement de ce palier. L'amplitude efficace de ce peigne de raies est de 356 mg (4,2 mm/s).

Il en résulte une modulation de l'amplitude et de la fréquence (par effet Doppler) des chocs, qui se manifeste autour de chaque composante du peigne par la présence d'une à deux paires de bandes latérales (figure 5.23) dont l'espacement correspond, selon la localisation du défaut, à la fréquence de rotation de l'arbre ou de la cage :

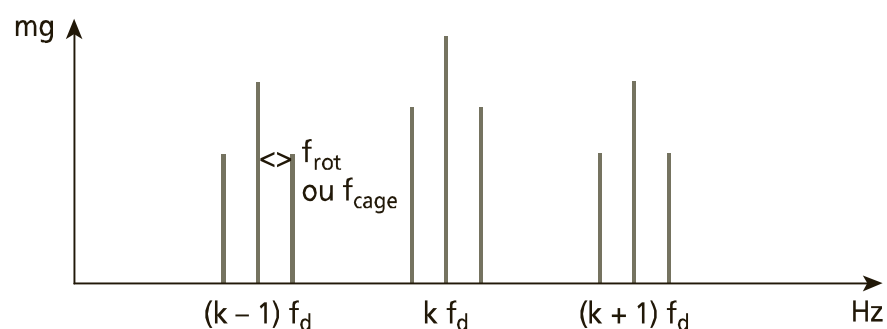


Figure 5.23 – Image spectrale typologique d'un défaut ponctuel affectant la bague tournante ou un élément roulant dans le cas d'une charge axiale pure.

Charge radiale pure

Dans le cas d'une charge radiale pure (cas idéal constitué par le roulement d'un palier guide supportant un rotor à axe de rotation horizontal), l'étendue de la zone de charge dépend de la valeur du jeu interne radial fonctionnel (figure 5.24). La charge statique est supportée par un nombre restreint d'éléments roulants. En dehors de la zone de charge, les éléments roulants ne sont pas en contact avec le défaut, et de ce fait, il n'y a aucun choc.

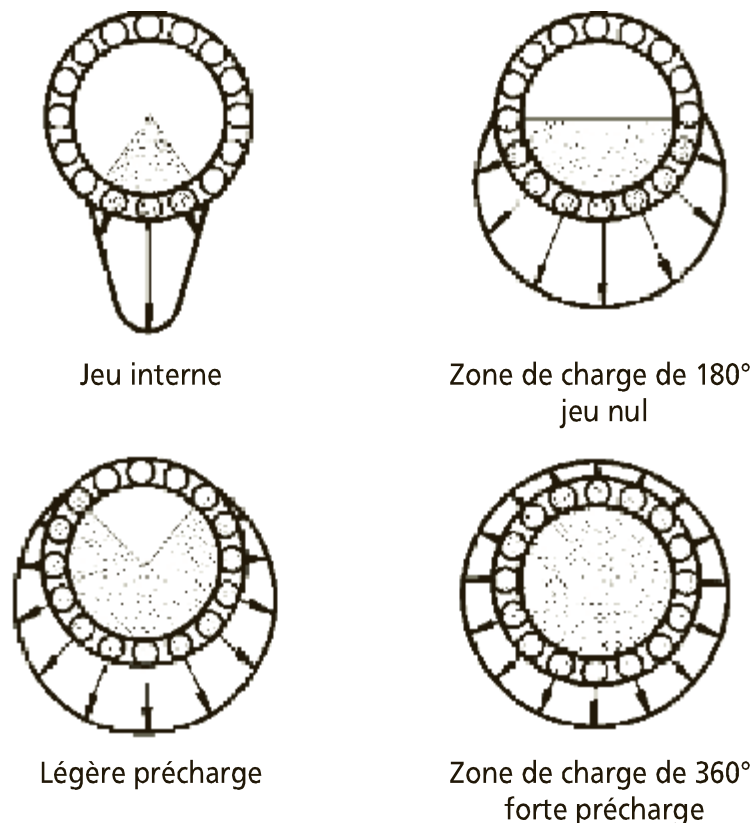


Figure 5.24 – Étendue de la distribution de charge en fonction du jeu fonctionnel radial.

À chaque composante du peigne est associé un grand nombre de paires de bandes latérales dont l'espacement correspond, selon la localisation du défaut, à la fréquence de rotation de l'arbre ou de la cage (figure 5.25). Plus la zone de charge du roulement sera étroite ou plus son jeu radial interne fonctionnel sera élevé, plus le nombre de bandes latérales d'amplitude significative associées à chaque composante du peigne sera important et vice versa.

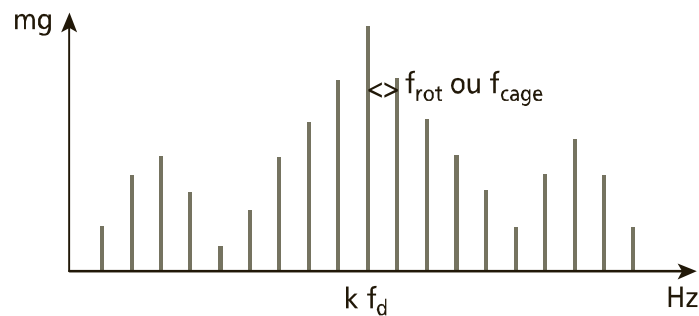


Figure 5.25 – Image spectrale théorique d'un défaut ponctuel affectant la bague tournante ou un élément roulant dans le cas d'une charge radiale pure. La fréquence du défaut f_d est égale à f_{bi} ou f_e et la fréquence de modulation correspond à la fréquence de rotation de l'arbre ou de la cage selon que le défaut affecte la bague tournante ou un élément roulant.

■ Rupture de la cage

L'évolution rapide de ce type de défaut en rend la surveillance difficile. Dans la plupart des cas, un roulement dont la cage est cassée va très vite se détériorer. Les éléments roulants (billes ou rouleaux) n'étant plus maintenus, ils vont se regrouper et créer un fléchissement de l'arbre ou, notamment dans le cas de rouleaux, se mettre en travers, entraînant ainsi le blocage immédiat du rotor.

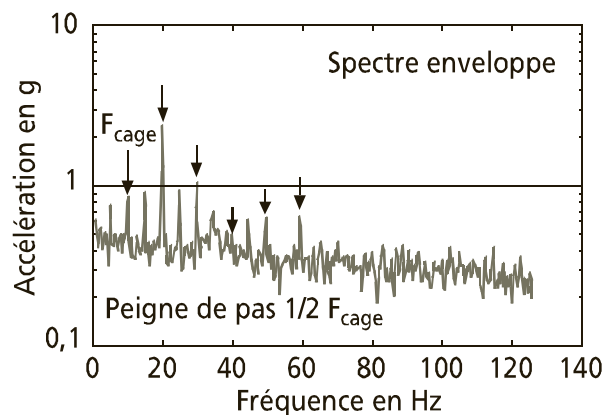


Figure 5.26 – Spectre issu de la démodulation du signal dans la bande [2-10 kHz] dont l'amplitude efficace est de 11 g. Il montre que les différents modes dont les fréquences sont contenues dans cette bande sont excités par des chocs dont la fréquence de répétition correspond à l'ordre 1/2 de la fréquence de cage, traduisant une usure et la rupture de plusieurs alvéoles de la cage et le frottement de la cage contre la bague externe.

Le peigne de raies basses fréquences associé à des chocs induits par la rotation de la cage passe généralement inaperçu du fait qu'il est le plus souvent noyé dans le bruit de fond. Par contre, l'existence de ces chocs pourra plus facilement être détectée dans les spectres « enveloppe » (figure 5.26) issus de la démodulation des réponses des modes de déformation du roulement ; nous reparlerons de ceci à la fin de ce sous chapitre. La rupture de la cage étant souvent la conséquence d'efforts dynamiques axiaux trop importants (mauvais serrage du roulement, mauvais alignement des courroies de transmission...), la meilleure façon de prévenir ce défaut est de surveiller les vibrations des paliers en direction axiale.

■ Déversement de bague

Pour assurer une durée de vie optimale, les bagues d'un roulement doivent être parfaitement alignées, c'est-à-dire que l'angle formé par les axes des bagues intérieure et extérieure doit être nul. En pratique, il existe toujours un certain défaut d'alignement entre l'arbre et le logement. L'effet de ce défaut d'alignement sur la durée de vie dépend de l'importance du déversement exprimé en degrés, du type et de la géométrie interne du roulement et de la charge appliquée. Le défaut d'alignement provoque une distribution de contraintes non uniforme le long de la ligne de contact rouleau/chemin de roulement, voire des contraintes aux extrémités des rouleaux qui réduisent considérablement la durée de vie d'un roulement de manière plus ou moins importante selon son type :

- les roulements dits rigides (roulements rigides à billes, roulements à rouleaux cylindriques), les butées à billes ou à rouleaux cylindriques ne supportent guère des déversements d'un angle supérieur à 5 minutes sans induire des contraintes importantes.
- les roulements à alignement automatique (roulements à rotule sur billes ou sur rouleaux, butées à rotule sur rouleaux) sont capables de compenser les défauts d'alignement. Les valeurs maximales admissibles sont données pour chaque type de roulement par les constructeurs.

Un déversement de bague se manifeste dans le domaine vibratoire par la présence d'une raie d'amplitude importante dont la fréquence correspond à la fréquence de défaut de la bague déversée, l'amplitude de cette composante étant largement prépondérante face à ses premiers harmoniques avant que ce défaut n'induisse, par fatigue, des écaillages (figure 5.27). L'amplitude de cette composante dépend de l'importance du déversement, du type de roulement,

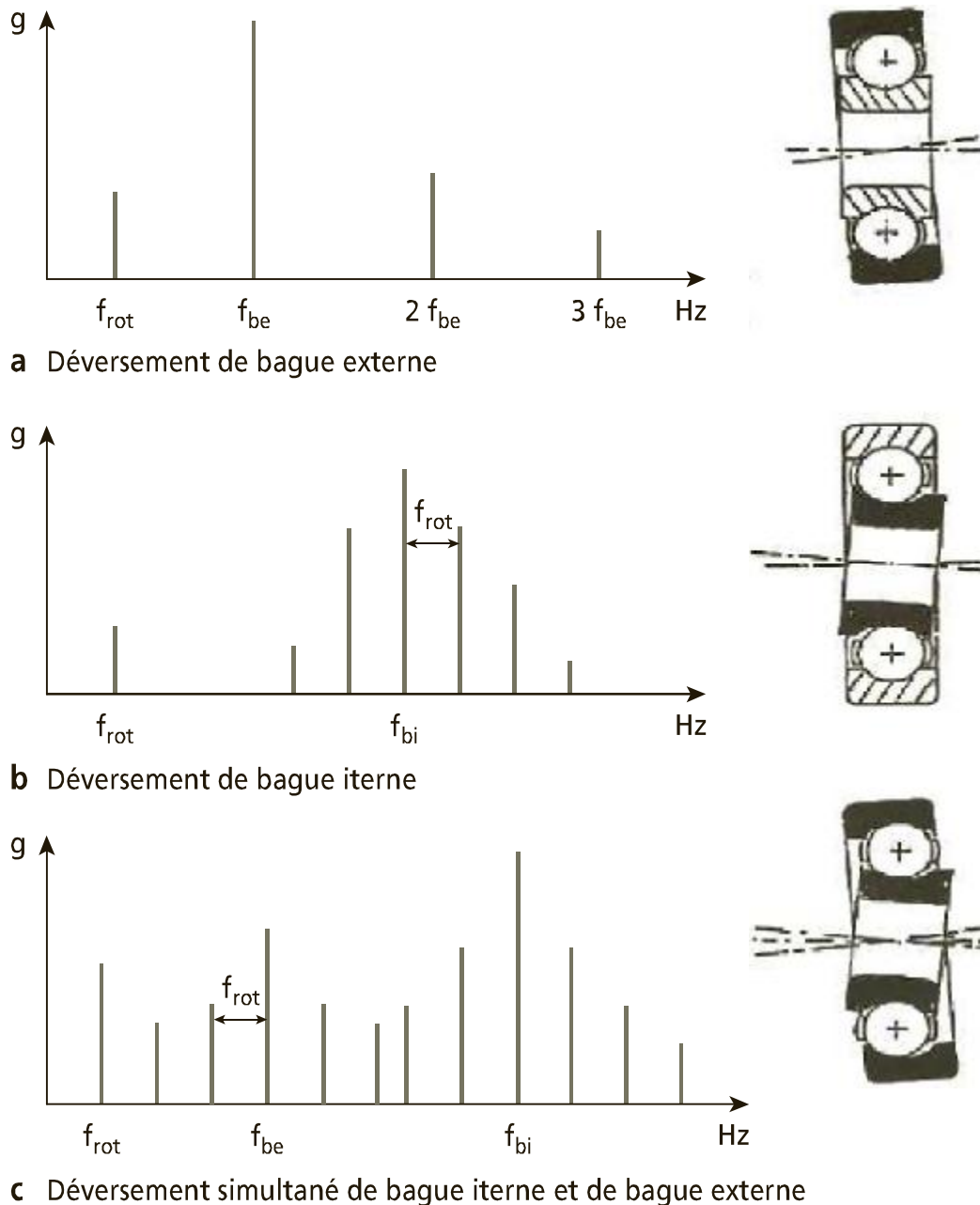


Figure 5.27 – Image vibratoire théorique de défauts de déversement de bagues externe et/ou interne.

c'est-à-dire de sa tolérance à accepter ce déversement, et de la proximité ou non d'une résonance de palier. Elle est généralement plus élevée en direction axiale qu'en directions radiales. Dans le cas d'un déversement de la bague

externe (figures 5.27 a), l'amplitude de cette composante n'est pas modulée, alors qu'elle l'est fortement dans le cas de déversement de la bague interne (figure 5.27 b et figures 5.28 a et b). **Le déversement simultané des deux bagues présente** évidemment une image vibratoire conjuguant les images de ces deux types de déversement (figure 5.27 c).

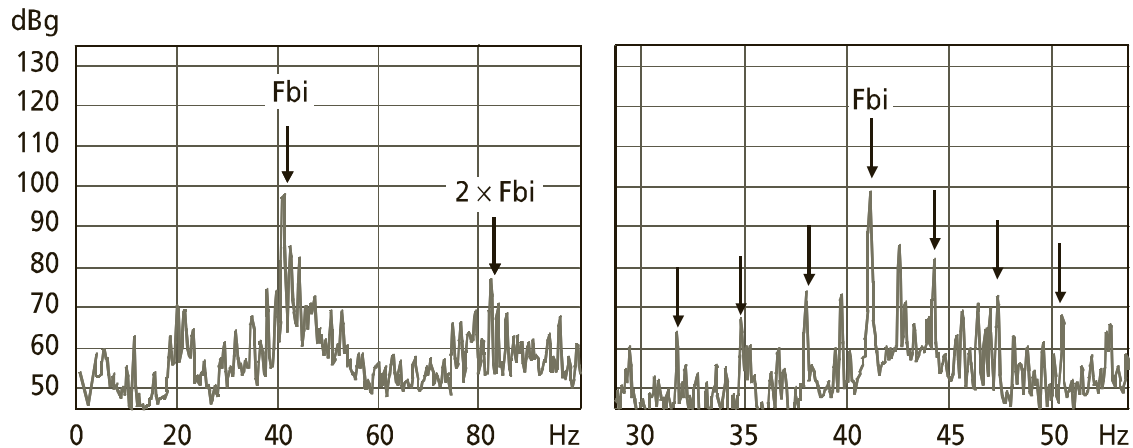


Figure 5.28 – Spectres d'un déversement de bague interne.

La figure de gauche montre, sur un spectre enveloppe, la différence d'amplitude entre la composante fondamentale et son harmonique de rang 2.

La figure de droite montre, grâce au zoom effectué sur le spectre précédent, la présence de plusieurs paires de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation, centrées autour de la composante à 41,1 Hz correspondant à la fréquence de défaut de bague interne du roulement 23048CCK.

Remarque

Il ne faut pas confondre un déversement de bague avec un écaillage.

La présence d'un écaillage se manifeste dans le domaine spectral par un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de défaut de l'élément altéré (figure 5.29) et qui présente :

- de nombreuses composantes harmoniques jusqu'en hautes fréquences,
- des harmoniques d'ordre supérieur dont les amplitudes sont généralement plus élevées que celle de la composante fondamentale.

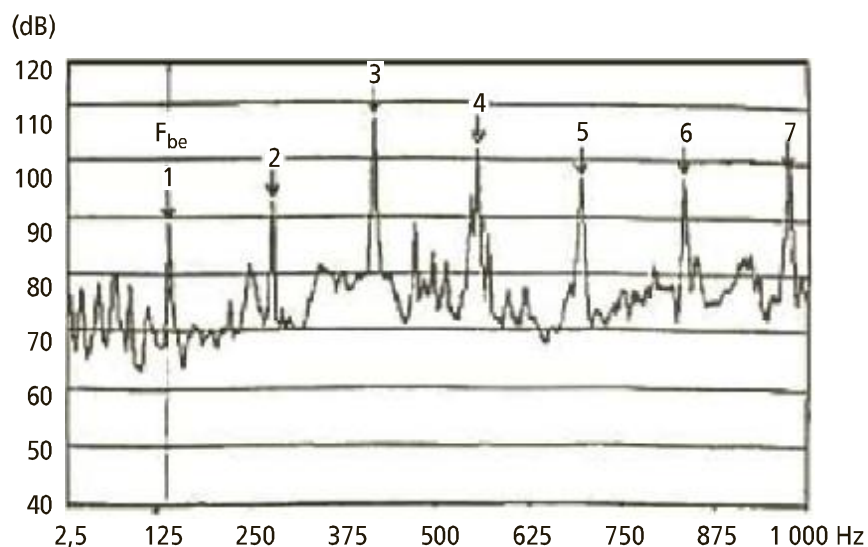


Figure 5.29 – Spectre d'un écaillage de bague externe.
L'amplitude efficace du peigne de raies dans la bande [0-1 000 Hz] dont le pas 138,7 Hz, correspond à la fréquence de défaut de bague externe du roulement 22 218 CK, est de 356 mg (3,4 mm/s).

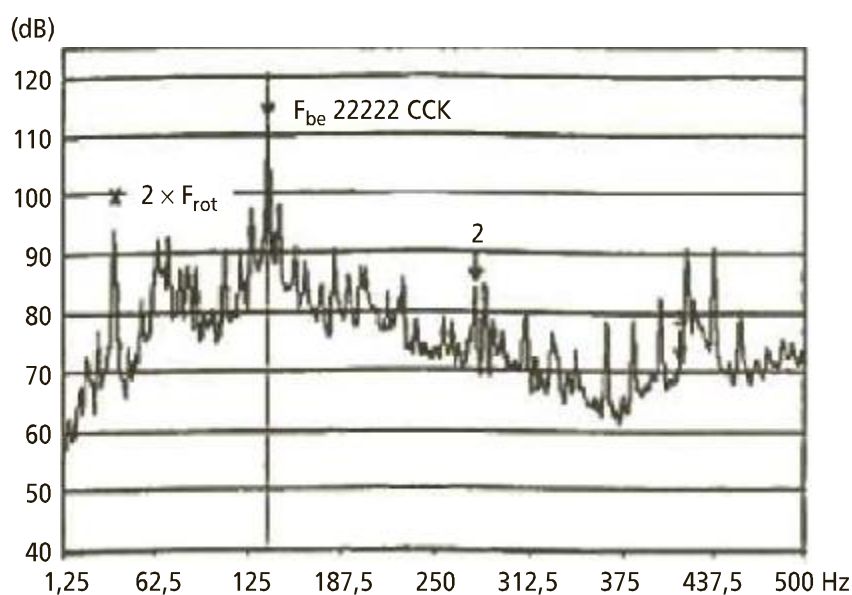


Figure 5.30 – Spectre d'un déversement de bague externe. L'amplitude efficace de la composante f_{be} est de 540 mg (6,1 mm/s). La prépondérance de l'amplitude de la composante d'ordre 2 de la fréquence de rotation devant celles des composantes d'ordre 1 et 3, montre sans équivoque que l'origine du déversement de la bague externe du roulement de ce palier est consécutive à un défaut de lignage.

Un déversement de bague se manifeste par une vibration quasi sinusoïdale dont la fréquence correspond à la fréquence de défaut de la bague déversée et dont le spectre (figure 5.30) présente un nombre restreint d'harmoniques de très faibles amplitudes face à celle de la composante fondamentale.

■ Jeux de paliers

Les typologies vibratoires liées à des jeux de palier se caractérisent selon l'importance du défaut par :

- l'excitation des résonances hautes fréquences des différents éléments constitutifs du roulement et palier par chocs. La fréquence de répétition correspond à la fréquence de rotation et à la fréquence de cage dans le cas d'un jeu interne conséquent entre éléments roulants et cage (usure ou rupture de cage). Cependant, si la bague tournante ou les éléments tournants présentent des altérations, nous avons vu précédemment que l'augmentation du jeu fonctionnel interne se manifestait par une diminution de l'étendue de la zone de charge avec, pour conséquence, une forte augmentation du nombre de bandes latérales associées à la fréquence de défaut de l'élément altéré. Globalement, ces excitations de résonances se traduisent par une forte élévation de la valeur efficace et crête de l'accélération hautes fréquences.
- un peigne de raies basses et moyennes fréquences plus ou moins étendu de pas correspondant à la fréquence de rotation, dû à la troncature par la fonction de transfert de la force d'excitation sinusoïdale induite par le déséquilibre résiduel (ou non) de la ligne d'arbres.

À noter

En complément de ces deux manifestations caractéristiques, on pourra parfois observer :

- en présence d'un défaut de serrage de l'arbre dans le roulement entraînant un mouvement relatif l'arbre et la bague interne, un peigne de raies basses fréquences dont le pas correspond à un sous-harmonique de la fréquence de rotation (généralement l'ordre 1/2), dans le spectre basses fréquences
- et en présence d'un jeu interne très conséquent, la présence de la fréquence de cage avec une amplitude significative parfois en tant que composante discrète, le plus souvent en tant que bandes latérales associées à l'ordre 1 de la fréquence de rotation. Ces bandes latérales pourront traduire un phénomène de modulation ou un phénomène de battement entre la fréquence de rotation et l'ordre 2 de la fréquence de cage.

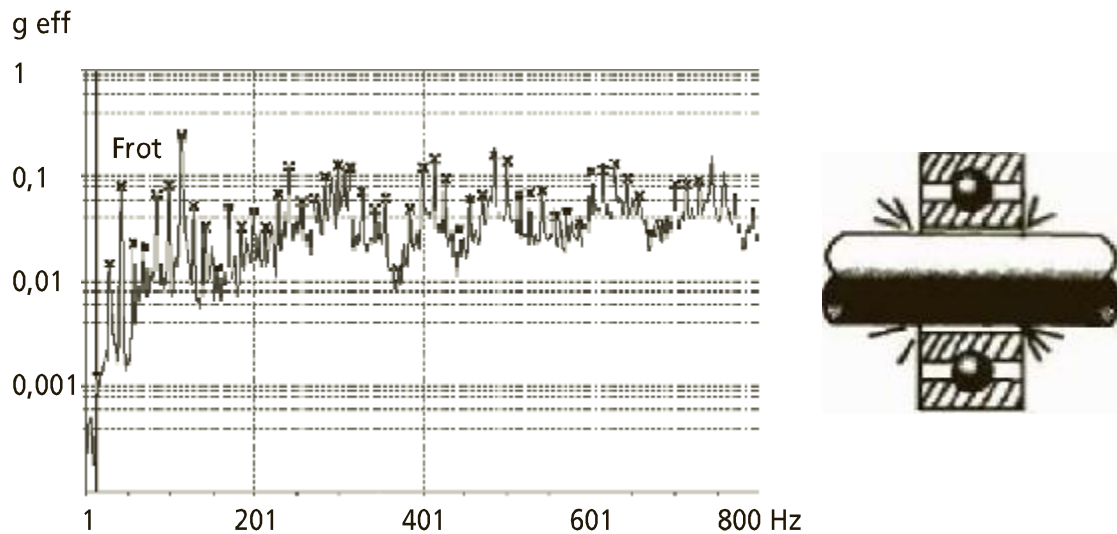


Figure 5.31 – Défaut de serrage sur l'arbre. Présence marquée de sous-harmoniques à l'ordre 1/2 de la fréquence de rotation.

■ Altération due au passage de courants de fuite

L'apparition de cannelures affectant les pistes d'un roulement induite par le passage de courants de fuite se traduit par la présence d'un peigne de raies dont le pas correspond le plus souvent à la fréquence de défaut de bague externe, même si souvent les cannelures affectent à la fois les bagues externe et interne. L'amplitude du peigne de raies dans la bande fréquentielle [1 500-5 000 Hz] est très élevée alors qu'elle est très faible dans la bande [0-1 500 Hz] (figure 5.32 a et b).

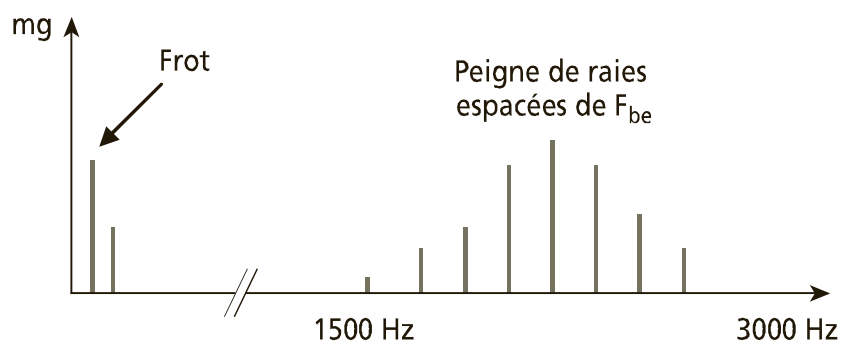


Figure 5.32 a – Spectre vibratoire typologique induit par une altération de bague de roulement par électroérosion.

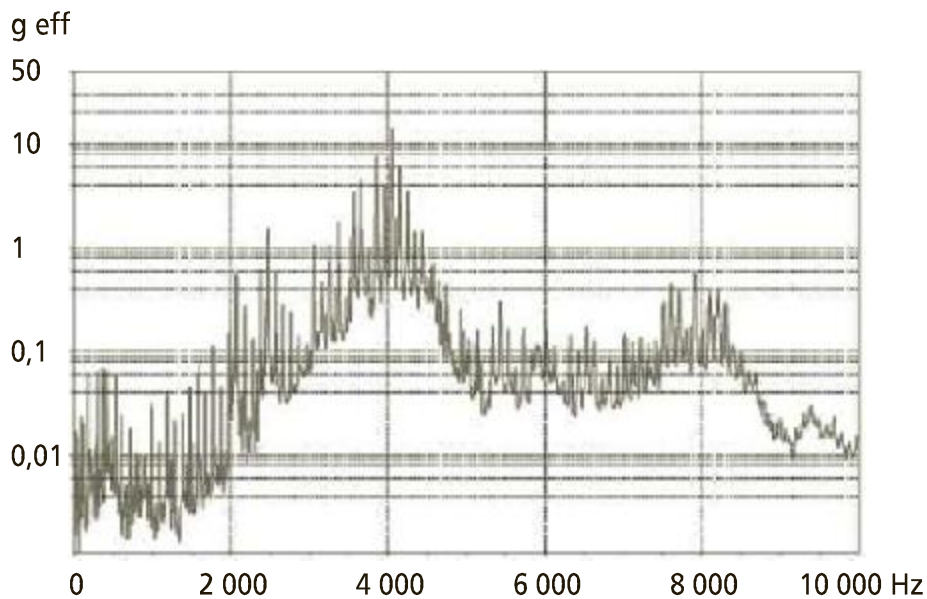


Figure 5.32 b – Spectre vibratoire du palier CA en direction radiale d'un moteur (1 490 tr/mn). L'amplitude efficace du peigne de raies de pas 98,9 Hz est de 32,3 g en moyennes fréquences [1 500-5 000 Hz] et seulement de 42 mg en basses fréquences [0-1 000 Hz]. Dans le cas d'un écaillage, elle serait, pour la vitesse de rotation considérée, au moins égale à 400 mg.

5.13.3 Utilisation des techniques de démodulation centrée sur des fréquences de modes propres (détection d'enveloppe)

■ Diagnostic précoce des défauts

La plupart des altérations affectant les roulements (par exemple, indentation, fissures, amorce d'écaillage, microgrippage...), qui à terme vont conduire le roulement à sa ruine, induisent des forces impulsionnelles (chocs). Le spectre fréquentiel, représentatif des réponses des différents modes de structure à ces forces, est extrêmement étendu et se caractérise par un peigne de raies, dont le pas correspond à la fréquence de passage du défaut (f_{be} , f_{bi} , f_{rot} , f_{cage} ...). Cependant, le nombre de ces raies ou harmoniques constituant l'image spectrale sera fonction de la durée du choc. Plus cette durée sera courte, plus l'étendue spectrale de la force d'excitation sera importante et plus les fréquences des modes excités seront élevées, mais plus la densité spectrale d'énergie sera faible puisque l'énergie se trouve répartie sur une plage fréquentielle de

plus en plus étendue. Un défaut induisant des chocs périodiques de faibles amplitudes sera difficilement identifiable dans le domaine spectral puisque les composantes spectrales basses et moyennes fréquences du peigne de raies se trouvent noyées dans le bruit et que les instabilités de vitesse de rotation et des fréquences de répétition des chocs rendent non identifiables les composantes du peigne en hautes fréquences. C'est pourquoi, bien que ces techniques soient d'une utilisation un peu plus complexe, il s'avère souvent intéressant de recourir aux techniques de démodulation de l'amplitude du signal (cf. chapitre 4) autour des réponses des modes de bagues de roulement excités ou de la fréquence de résonance du capteur, qui ont pour effet de concentrer l'énergie vibratoire sur des plages fréquentielles étroites et qui jouent ainsi un rôle « d'amplificateur ». Cette technique d'investigation, souvent appelée aussi HFRT, permet d'identifier des altérations à un stage beaucoup plus précoce que les techniques classiques (indicateurs scalaires globaux dédiés ou analyses spectrales). Nous en donnons pour exemples la détection délicate des défauts de type écaillage et de type insuffisance de lubrification.

Exemple 1 : Détection de l'écaillage d'un roulement sur un réducteur de laminoir

La démodulation d'amplitude permet d'affirmer, compte tenu du pic observé à la fréquence de 148,54 Hz et de ses bandes latérales espacées de la fréquence de rotation, que le roulement A qui équipe la machine est écaillé et que cet écaillage se situe sur la bague interne (f_{bi}) (figures 5.33 a, b, c, d et e).

Fréquences caractéristiques exprimées en Hertz.

Type de roulement	Fréquence de rotation	Fréquence de cage	Fréquence de bague externe	Fréquence de bague interne	Fréquence des éléments roulants
Roulement 22 320 Constructeur A	17,70	7,09	99,26	148,54	83,41
Constructeur B	17,70	7,29	94,80	135,30	97,45

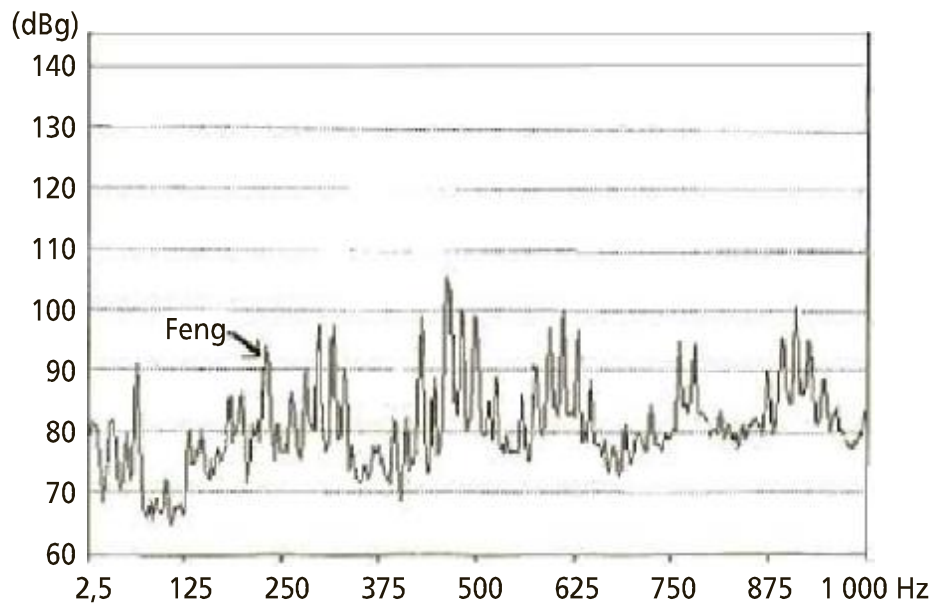


Figure 5.33 a – Spectre basses fréquences (0-1 000 Hz) d'un palier d'un réducteur de laminoir qui semble révéler la présence d'un peigne de raies de pas 220 Hz induit par l'engrènement auxquelles sont associées plusieurs bandes latérales de modulation espacées de la fréquence de rotation de l'arbre GV, mais sans laisser présager l'existence d'un défaut de roulement. L'amplitude efficace spectrale dans la bande [0-1 000 Hz] est de 443 mg (1,55 mm/s).

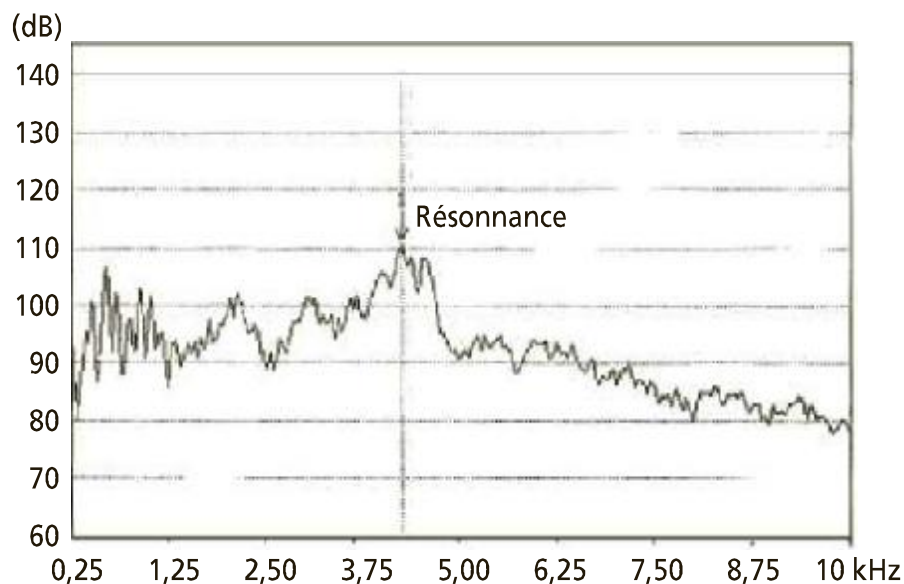


Figure 5.33 b – Spectre hautes fréquences (0-10 000 Hz) : il révèle une forte concentration de l'énergie vibratoire (bosse) autour de 4 250 Hz.

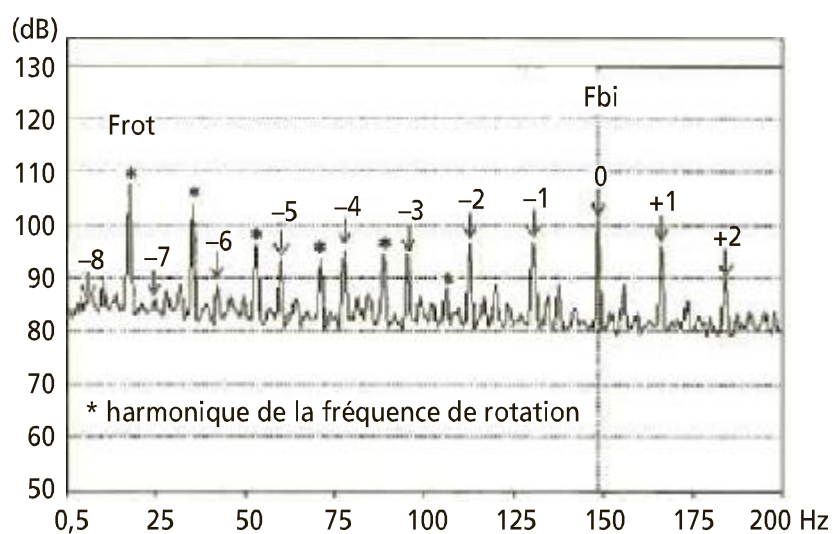


Figure 5.33 c – Le spectre de démodulation du signal autour de 4 250 Hz met en évidence que les modes dont les fréquences propres se situent dans la bande fréquentielle de filtrage sont excités par des chocs, dont la fréquence de répétition 148,5 Hz correspond à la fréquence de défaut de la bague interne du roulement 22 320 équipant un des paliers GV du réducteur et dont l'amplitude est modulée par la fréquence de rotation de l'arbre GV du réducteur 17,7 Hz.

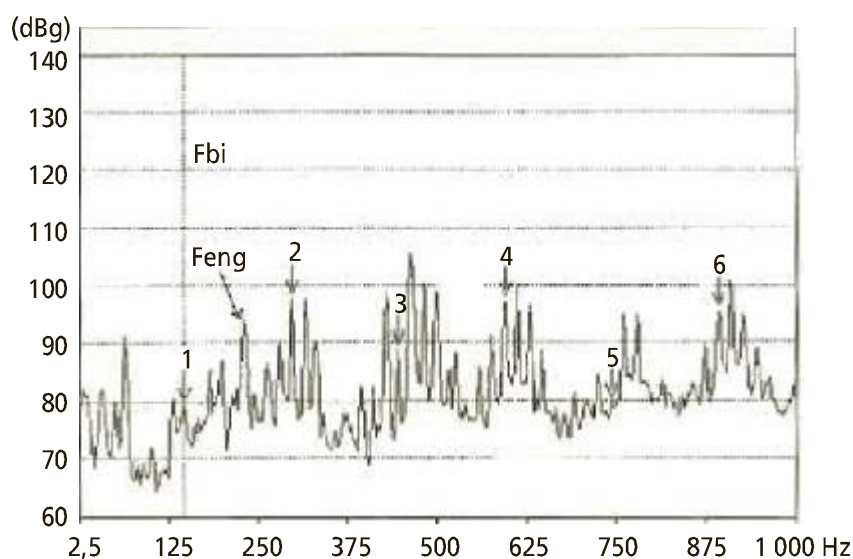


Figure 5.33 d – Nouvel examen du spectre de la figure 5.33 a. La connaissance de la fréquence d'excitation des modes de roulement 148,5 Hz par la fréquence de défaut de bague interne d'un des roulements du palier GV obtenue par démodulation du signal HF facilite grandement l'identification dans ce spectre du peigne de raies, dont le pas correspond à la fréquence de défaut de bague interne (fléchés de 1 à 6). L'amplitude efficace du peigne de raies et des bandes latérales associées est de 431 mg (1,35 mm/s).

Exemple 2 : Détection d'un défaut de lubrification d'un roulement sur une centrifugeuse

La démodulation d'amplitude met en évidence le caractère aléatoire des chocs amenant à diagnostiquer une mauvaise lubrification du roulement ou une usure étendue de piste (figures 5.34 a et b). Pour la petite histoire, l'hypothèse émise à partir de l'examen du spectre 5.34 b sera validée lorsque, six heures après le rechargement en graisse du palier, le niveau vibratoire global passera de 3,6 g à 0,9 g. Signalons également que ce niveau remontera à 3 g 22 jours après et que le problème ne sera résolu que lorsque la qualité de la graisse aura été changée.

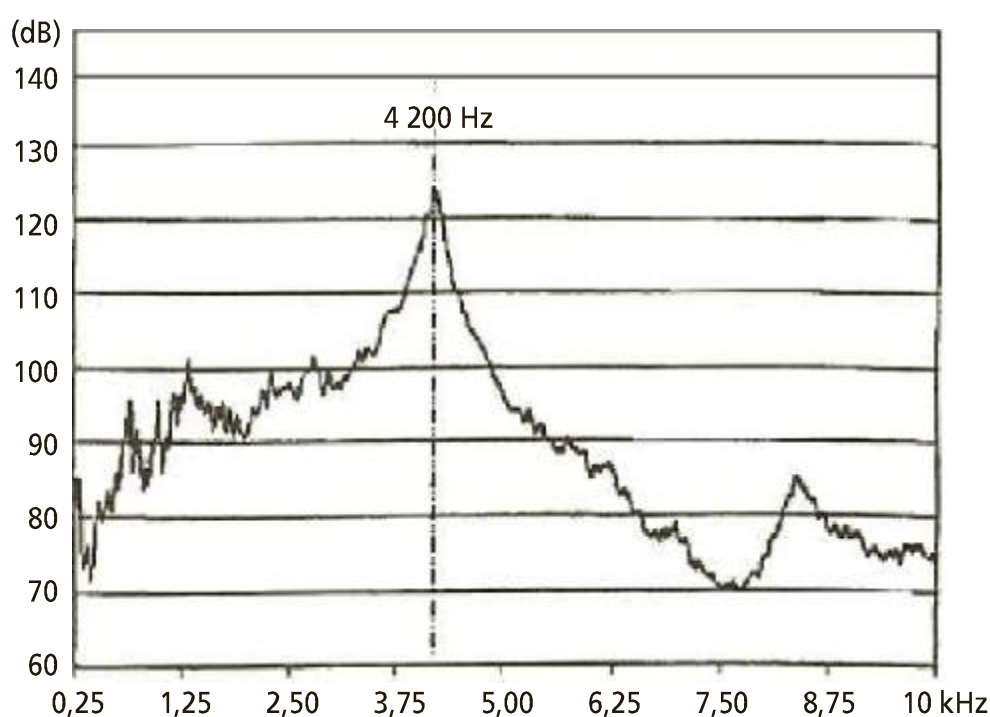


Figure 5.34 a – Spectre vibratoire [0-10 kHz] d'un palier d'une centrifugeuse.

Ce spectre révèle une très forte concentration de l'énergie vibratoire autour de 4 200 Hz. Il indique une excitation impulsionnelle des modes de bagues de roulement dont les fréquences se situent dans cette bande fréquentielle.

Remarque

Ne pas confondre la démodulation des réponses de modes HF, appelée aussi détection d'enveloppe ou HFRT, avec la démodulation de composantes cinématiques (*cf.* chapitre 4).

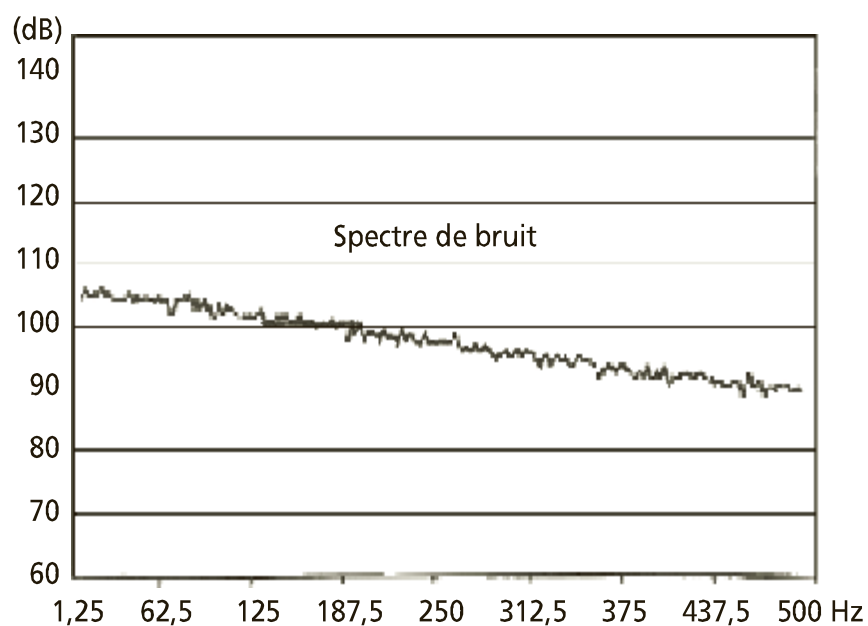


Figure 5.34 b – Spectre du signal démodulé. Cette démodulation centrée sur la bosse à 4 200 Hz permet de constater que l'excitation ne présente aucune périodicité (spectre de bruit) et qu'il s'agit donc d'une excitation par chocs aléatoires laissant supposer un défaut de lubrification, les roulements des paliers de la centrifugeuse venant d'être remplacés.

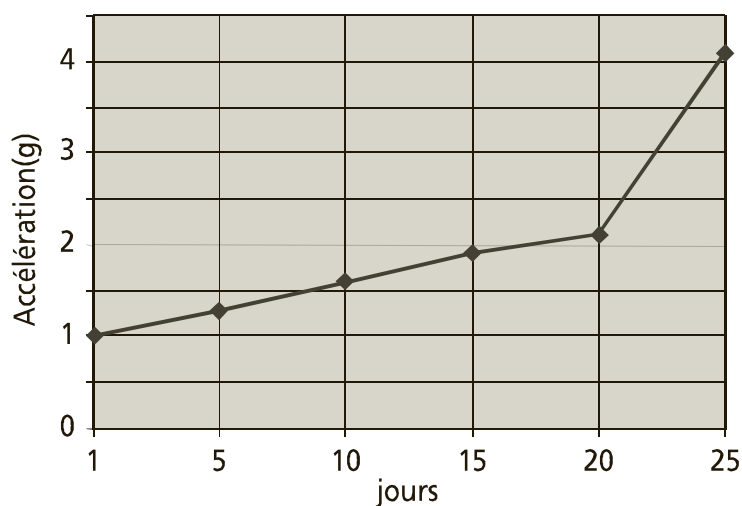


Figure 5.34 c – Évolution de l'amplitude efficace du signal vibratoire dans la bande [1,5k – 10 kHz]. La périodicité du graissage a été portée à vingt jours jusqu'à ce que l'intervention corrective soit effectuée (nettoyage du palier et remplacement du type de graisse).

5.14 Défauts d'engrenages et d'engrènement

5.14.1 Généralités

Considérons un engrenage (figure 5.35) composé d'un pignon E1 possédant z_1 dents tournant à la vitesse f_1 et d'une couronne E2 possédant z_2 dents et tournant à la vitesse f_2 . La fréquence de rotation du pignon sera f_1 , celle de la couronne sera f_2 , et l'engrènement se fera au rythme d'engagement des dents selon une fréquence f_{eng} , appelée fréquence d'engrènement, égale à la fréquence de rotation multipliée par le nombre de dents. Soit :

$$f_{\text{eng}} = z_1 f_1 = z_2 f_2$$

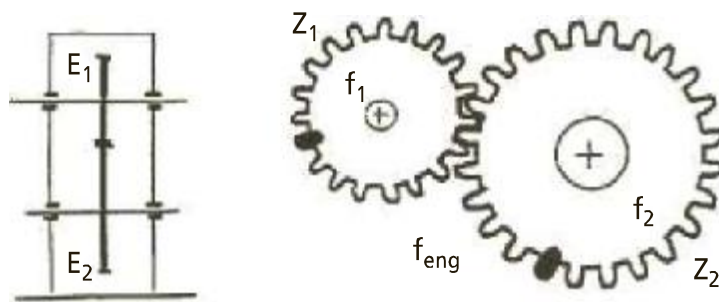


Figure 5.35 – Fréquence d'engrènement : $f_{\text{eng}} = f_1 z_1$ ou $f_2 z_2$.

Si la denture est correcte et si aucun phénomène parasite ne vient perturber l'engrènement, le spectre vibratoire est constitué de raies dont les fréquences correspondent à la fréquence d'engrènement f_{eng} et à ses harmoniques. L'amplitude de la composante fondamentale d'engrènement dépend de la portée et croît avec le couple à transmettre (figure 5.36).

■ Différents types d'engrenages et efforts associés

Il existe plusieurs types d'engrenages :

- les engrenages parallèles, coniques (à renvoi d'angle) ou à roue et vis sans fin ;
- les engrenages à denture droite, à denture en chevrons ou à denture hélicoïdale.

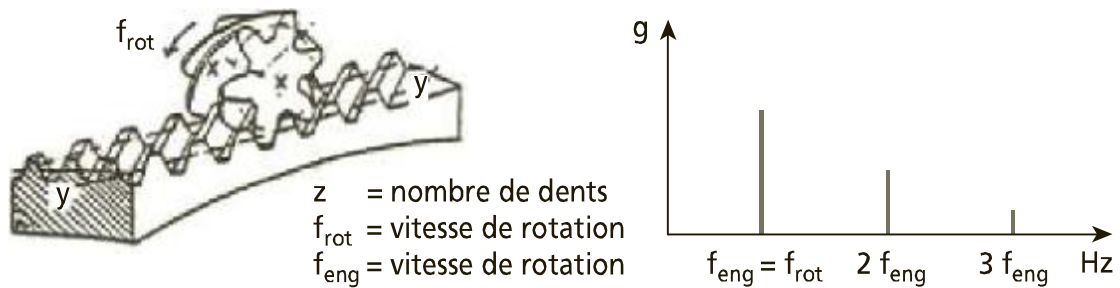


Figure 5.36 – Typologie vibratoire d'un engrenage sain.

Les efforts générés par l'engrènement sont :

- uniquement radiaux pour les engrenages parallèles, à denture droite ou à chevrons,
- mixtes (radiaux et axiaux) pour les engrenages à denture hélicoïdale, les engrenages coniques et les engrenages à roue et vis sans fin.

Les amplitudes vibratoires générées par l'engrènement d'engrenages à denture hélicoïdale sont généralement plus faibles que celles générées par les autres types de dentures.

■ Détérioration d'une dent

Si l'un des deux mobiles présente une dent détériorée, il se produit un choc périodique dont la cadence de répétition correspond à la fréquence de rotation du mobile possédant la denture altérée.

Le spectre correspondant est donc constitué, non seulement des composantes d'engrènement comme précédemment, mais aussi et surtout, d'un peigne de raies dont le pas correspond à la fréquence de rotation de l'élément altéré (figures 5.37), souvent plus facile à mettre en évidence à l'aide d'une analyse cepstrale (figures 5.38).

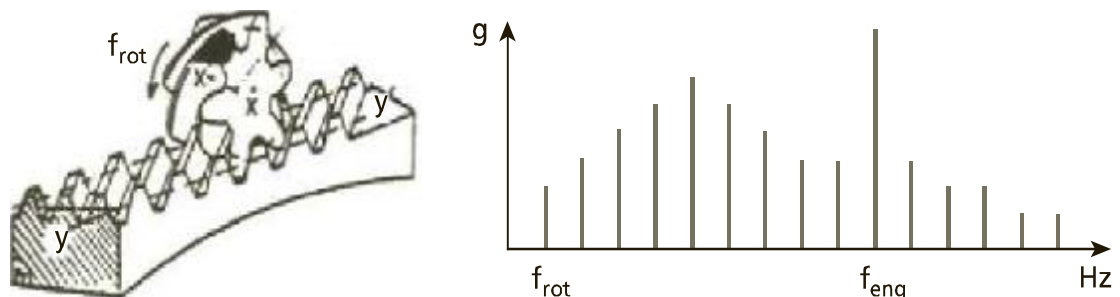


Figure 5.37 – Typologie vibratoire d'un engrenage présentant une dent détériorée.

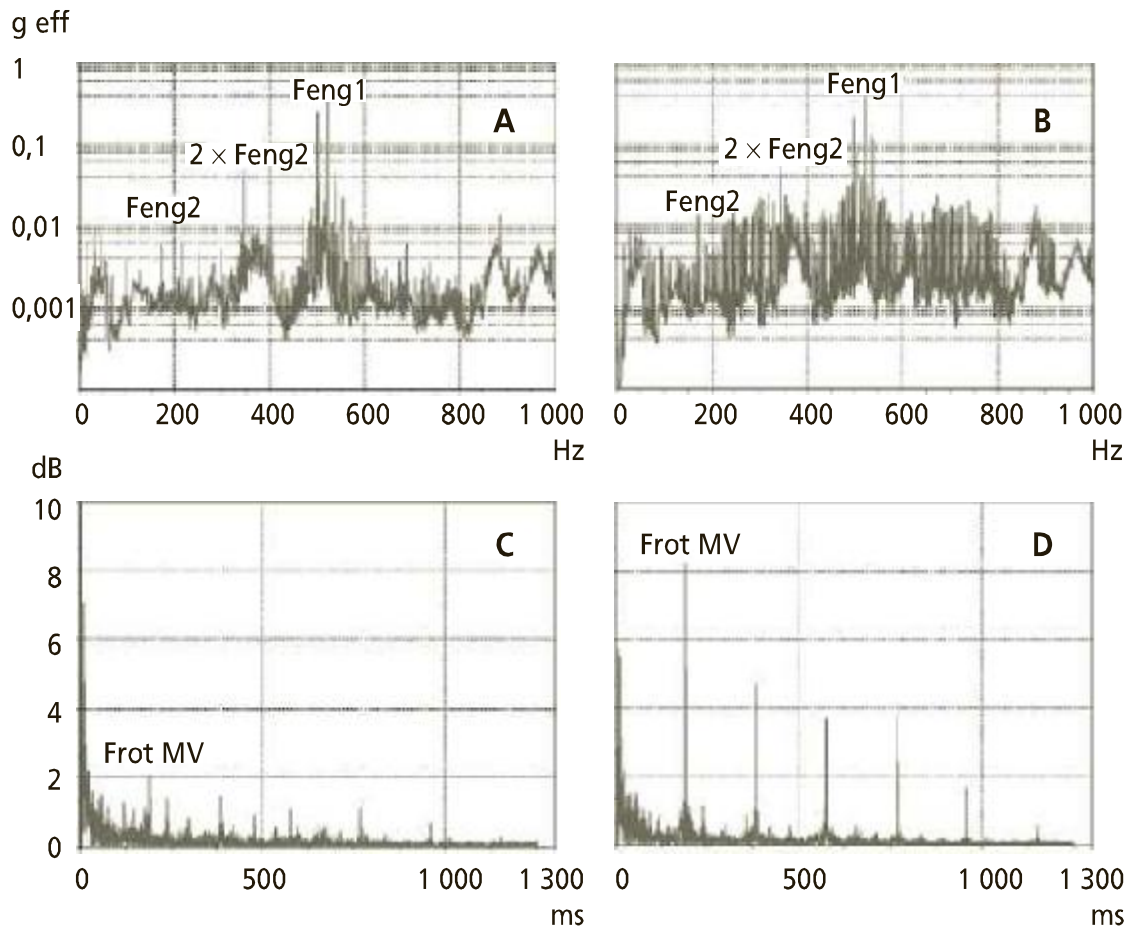


Figure 5.38 – Altération d'une dent affectant un pignon d'un réducteur de laminoir.

Le spectre A représente la signature vibratoire d'un des deux paliers MV du réducteur avant l'apparition du défaut et la figure C le cespstre correspondant.

L'écaillage d'une dent du pignon MV se traduit par l'apparition d'un grand nombre de raies dont l'espacement 5,21 Hz correspond à la fréquence de rotation de ce dernier. L'apparition de toutes ces raies, si elle modifie fortement la signature vibratoire de ce palier (figure B), n'affecte que très peu l'amplitude efficace qui passe de 1,91 g à 2,1 g. Par contre, l'amplitude de la composante cepstrale correspondante (figure D) est beaucoup plus représentative de la dégradation puisqu'elle passe de 2,1 dB à 8,1 dB.

■ Fréquence de coïncidence

Si les nombres de dents z_1 et z_2 sont premiers entre eux ($\text{PGCD}(z_1 ; z_2) = 1$), chaque dent du pignon E1 engrène avec chaque dent de la roue E2 et se retrouve à la même position au bout d'un certain temps T_c appelé « période

de coïncidence ». Toutes les rencontres se sont produites dès que le pignon E1 a fait un nombre de tours égal au nombre de dents z_2 de la roue E2, soit au bout de $z_1 z_2$ engrènements. La période et la fréquence de coïncidence sont alors égales à :

$$T_{\text{coïncidence}} = \frac{Z_1 Z_2}{F_{\text{eng}}} ; F_{\text{coïncidence}} = \frac{1}{T_{\text{coïncidence}}} = \frac{F_{\text{eng}}}{Z_1 Z_2}$$

Si les nombres de dents z_1 et z_2 ne sont pas premiers entre eux, chaque dent du pignon n'engrène plus avec chaque dent de la roue. Les dents engrènent entre elles par familles et le nombre de familles de dents engrenant toujours ensemble est égal au plus grand dénominateur commun (PGCD) entre le nombre de dents du pignon et celui de la roue.

Considérons un engrenage constitué d'une roue de 25 dents et d'un pignon de 15 dents. Le PGCD est égal à 5. Il existe donc cinq familles de dents qui engrènent toujours ensemble.

- **Famille 1** : Les dents n° 1, 6 et 11 du pignon engrèneront toujours avec les dents n° 1, 6, 11, 16 et 21 de la roue.
- **Famille 2** : Les dents 2, 7 et 12 du pignon engrèneront toujours avec les dents n° 2, 7, 12, 17 et 22 de la roue.
- Et ainsi de suite.

Remarque

La valeur de la fréquence de coïncidence est le plus souvent faible devant les fréquences de rotation du pignon et de la roue et souvent très inférieure à 1 Hz. Dans le domaine spectral, l'identification d'un peigne de raies associées à cette fréquence exige une résolution d'analyse Δf très faible et des temps d'acquisition très élevés. De ce fait, le poids énergétique de ce peigne n'est généralement pas pris en compte dans la mesure des indicateurs temporels globaux.

Exemple

Considérons le train MV/PV constitué d'un pignon de 17 dents dont la fréquence de rotation est de 5,6 Hz et d'une roue de 59 dents. La fréquence de coïncidence de denture est de 0,095 Hz. L'identification dans le domaine spectral d'un peigne de raies, dont le pas correspond à cette fréquence, nécessite une résolution au moins égale à 0,01 Hz et un signal d'une durée de 100 secondes, et ce pour calculer un seul spectre.

■ Ensemble de la denture détériorée

Lorsque l'ensemble de la denture est usé ou détérioré, les chocs se produisent à l'engrènement de chaque dent. Le spectre est constitué d'un peigne de raies de faible étendue spectrale (choc « mou ») dont le pas correspond à la fréquence d'engrènement, mais cette fois avec une amplitude beaucoup plus élevée (figure 5.39). L'évolution de l'amplitude correspondant à cette fréquence est beaucoup plus significative de la dégradation que la seule présence (normale) de cette fréquence dans le spectre. Le défaut sera beaucoup plus facile à identifier dans le cadre d'une surveillance que dans le cadre d'un diagnostic isolé. Le suivi pondéral des particules métalliques contenues dans le lubrifiant permettra souvent de confirmer le diagnostic.

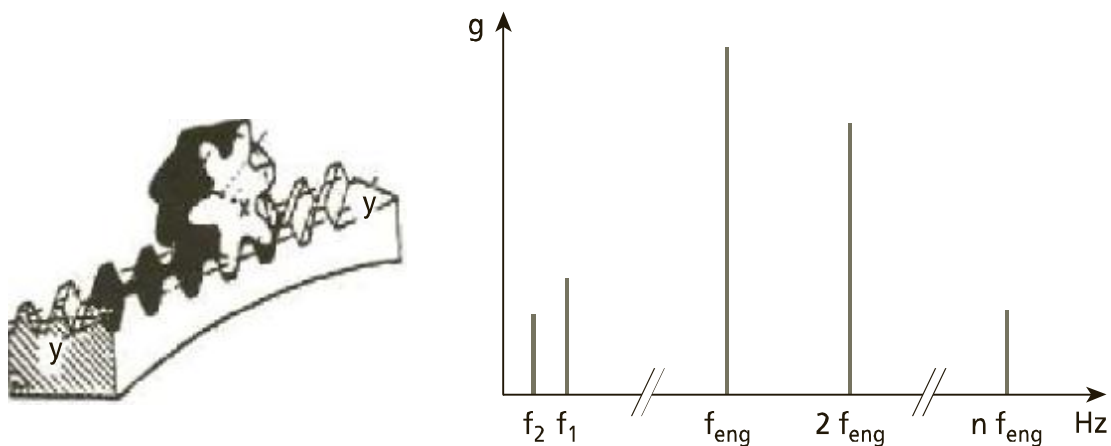


Figure 5.39 – Spectre typologie d'un défaut d'engrènement dû à l'ensemble de denture détériorée.

Remarque

Si les nombres de dents du pignon et de son conjugué ne sont pas premiers entre eux, le nombre de familles de dents engrenant toujours entre elles correspond à la valeur du PGCD de ces deux nombres. En présence d'altération ou d'usure, chaque famille de dents engrenant ensemble présente des formes d'usure différentes les unes des autres. Le pas du peigne de raies F_d (figure 5.40) ne correspond plus à la fréquence d'engrènement mais à un sous-harmonique de cette dernière et est donné par la relation :

$$F_d = \frac{F_{eng}}{\text{PGCD}(Z_1, Z_2)}.$$

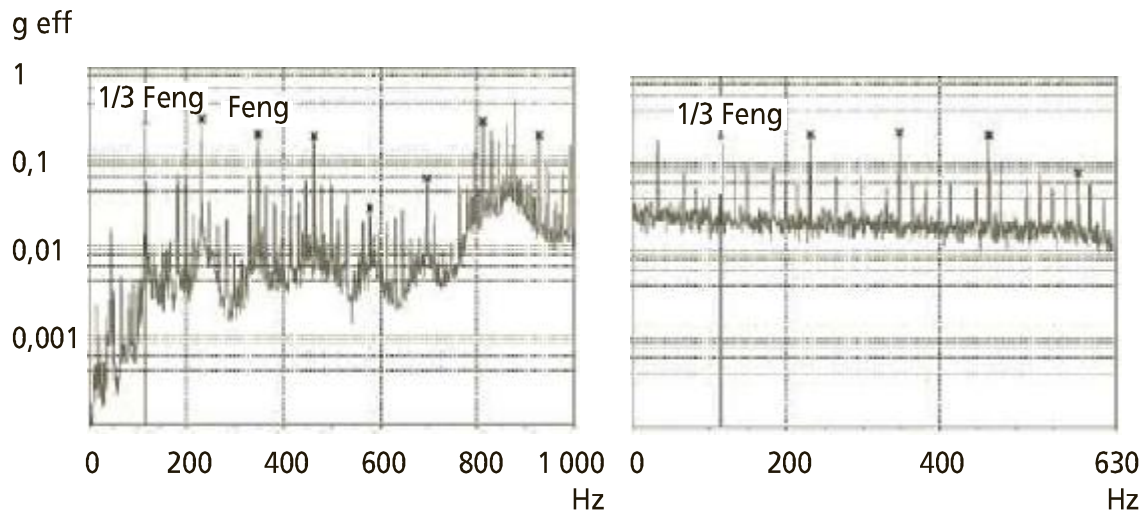


Figure 5.40 – Spectre vibratoire d'un palier d'un réducteur. Le train GV/MV est constitué d'un pignon de 21 dents et d'une roue de 114 dents.

Le PGCD des nombres de dents est égal à 3 et la fréquence d'engrènement de ce train est de 348,3 Hz. Le spectre A révèle la présence d'un peigne de raies dont le pas 116,1 Hz correspond à l'ordre 1/3 de la fréquence d'engrènement. L'amplitude efficace de ce peigne est de 619 mg (4,25 mm/s). La figure 5.40 b, qui représente le spectre du signal démodulé en amplitude dans une zone de concentration d'énergie située autour de 5 000 Hz, montre que les modes dont les fréquences se situent dans cette bande fréquentielle sont également excités par des chocs dont la fréquence de répétition correspond à l'ordre 1/3 de la fréquence d'engrènement.

■ Entre-axe insuffisant, jeu de fond de denture insuffisant

Si l'entraxe des arbres portant le pignon ou la roue est insuffisant, le jeu de fond de denture est lui aussi insuffisant et il se produit alors une forte fluctuation de couple à l'engagement et au déengagement de chaque dent. La fréquence de la composante spectrale prépondérante ne correspond plus à la fréquence d'engrènement mais à l'ordre 2 de cette dernière (figures 5.41 et 5.42). Ce défaut se rencontre fréquemment pour des transmissions par engrenages coniques.

Il est important de se souvenir que la prépondérance de la composante vibratoire d'ordre 2 de la fréquence d'engrènement devant celle des composantes d'ordre 1 et 3 ne signifie pas forcément que l'amplitude de la force excitatrice le soit et, de ce fait, ne permet pas de conclure de manière systématique à

l'existence d'un jeu de fond de denture insuffisant. Il convient au préalable de s'assurer de l'absence de fréquences propres de structure excitées.

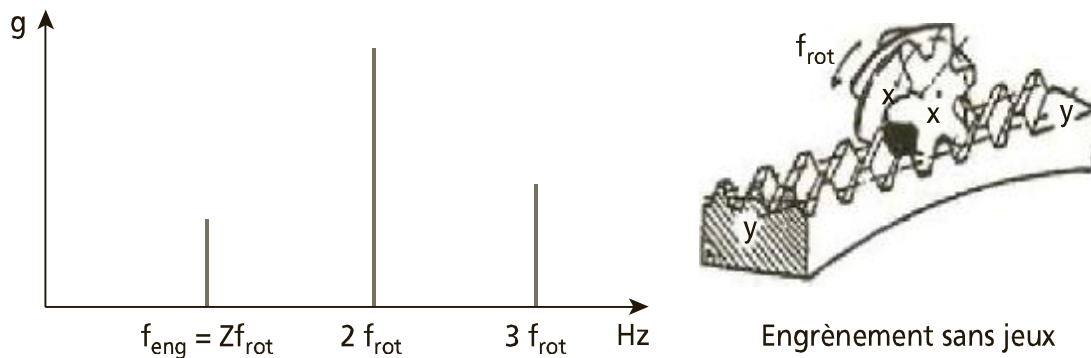


Figure 5.41 – Spectre typologique d'un engrènement sans jeu.

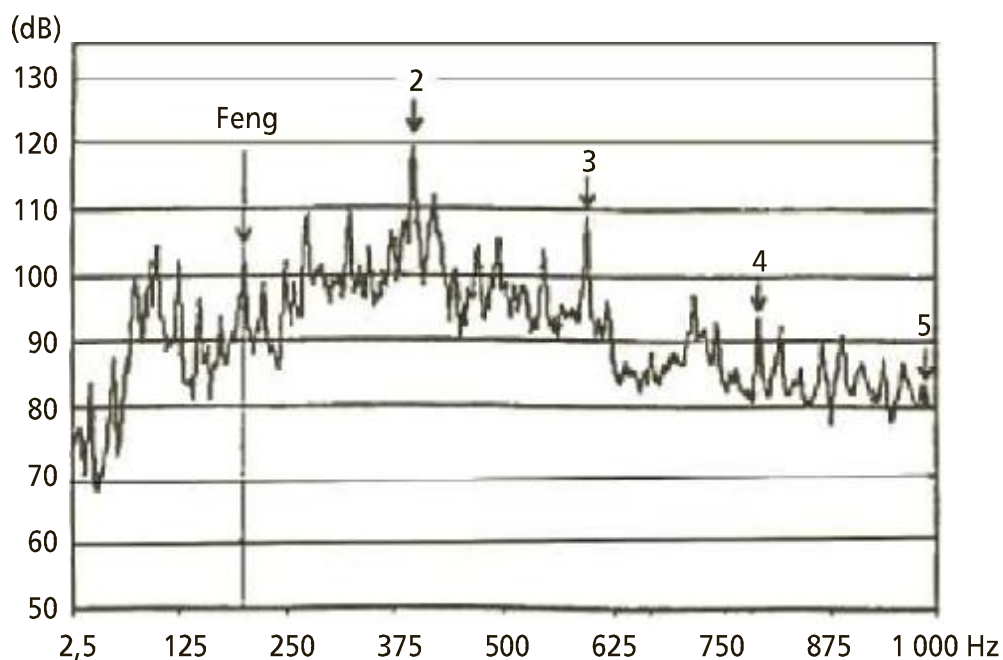


Figure 5.42 – Spectre d'un engrènement sans jeu sur un réducteur dont le premier étage est constitué d'un train à engrenages coniques. L'amplitude de la composante d'ordre 2 de la fréquence d'engrènement (395,2 Hz : 1 020 mg ; 4,0 mm/s) est nettement prépondérante devant celle de la composante d'ordre 1 (197,6 Hz : 218 mg ; 1,7 mm/s). Le défaut est consécutif à un desserrage de la bague interne du roulement du palier butée avec, pour conséquence, la contrainte du poids de la couronne conique supporté par le pignon

■ Jeu interdenture trop élevé

Un jeu interdenture trop élevé induit des chocs « durs » à l'engrènement de chaque dent. Le spectre typologique de ce type de défaut est un peigne de raies de type « râteau » (aux effets du transfert vibratoire près) dont le pas correspond à la fréquence d'engrènement. L'étendue du spectre est beaucoup plus grande que dans le cas d'une usure de denture, à cause de la dureté des chocs.

■ Défauts induisant une modulation d'amplitude ou de fréquence

Différents dysfonctionnements au niveau de l'engrènement peuvent interagir sur l'amplitude et la fréquence d'une composante d'engrènement, les faisant varier de manière périodique ou aléatoire. Ces variations ou modulations sont les manifestations vibratoires :

- des fluctuations de portée de denture consécutives à des jeux de paliers, à des déformations d'arbre ou à des irrégularités de forme de denture (dent en retrait ou en saillie),
- des fluctuations de couple consécutives à des jeux angulaires (usure de clavette, d'accouplement...), à une irrégularité du pas de denture, à un pompage du procédé ou de la source d'alimentation en énergie, à un défaut de lignage entre différents organes constitutifs du groupe de commande et sans oublier l'impact sur le couple et sur la vitesse de rotation instantanée des fluctuations de portée de denture dans le cas d'un entraînement par un moteur asynchrone.

Remarque

Il ne faut pas perdre de vue que les manifestations vibratoires d'un engrènement ne véhiculent pas seulement des informations inhérentes à des défauts affectant la transmission par engrenages (faux rond, usure de clavette de fixation d'un pignon ou de son conjugué, défaut de forme ou irrégularité du pas de l'espacement entre dent, jeu de palier). Elles transmettent également des informations provenant de défauts affectant d'autres organes situés en amont ou en aval de cette dernière (défaut d'accouplement, défaut de montage d'un cardan, pompage du procédé ou de l'alimentation en énergie, défaut de régulation, fissuration de barres rotoriques ou fréquence de passages des pôles dans le cas d'un entraînement via un moteur asynchrone, fréquence de passage de courroies, fréquence de cage dans le cas d'un palier à roulement, fréquence d'instabilité dans le cas d'un palier fluide...).

Ces fluctuations, qu'elles proviennent de défauts propres à l'engrènement ou qu'elles proviennent d'organes associés, peuvent être des modulations d'amplitude ou des modulations de fréquence (figure 5.43). Les fluctuations de portées de denture se manifestent principalement par une modulation de l'amplitude des composantes d'engrènement (figure 5.44) alors que les fluctuations de couple ou de vitesse de rotation instantanée induisent principalement une modulation de la fréquence de ces dernières (figure 5.45). En fait, la notion de modulation d'amplitude pure ou modulation de fréquence pure n'est qu'une vue de l'esprit. En pratique, tout défaut module, plus ou moins selon sa nature, à la fois l'amplitude et la fréquence de la composante d'engrènement et de ses harmoniques.



Origine

Défaut de portée de denture :

- excentricité de denture,
- faux rond,
- défaut de parallélisme (d'orthogonalité),
- déformation d'arbre, ...

Fluctuation de couple :

- irrégularité du pas de denture,
- usure de clavette, ...

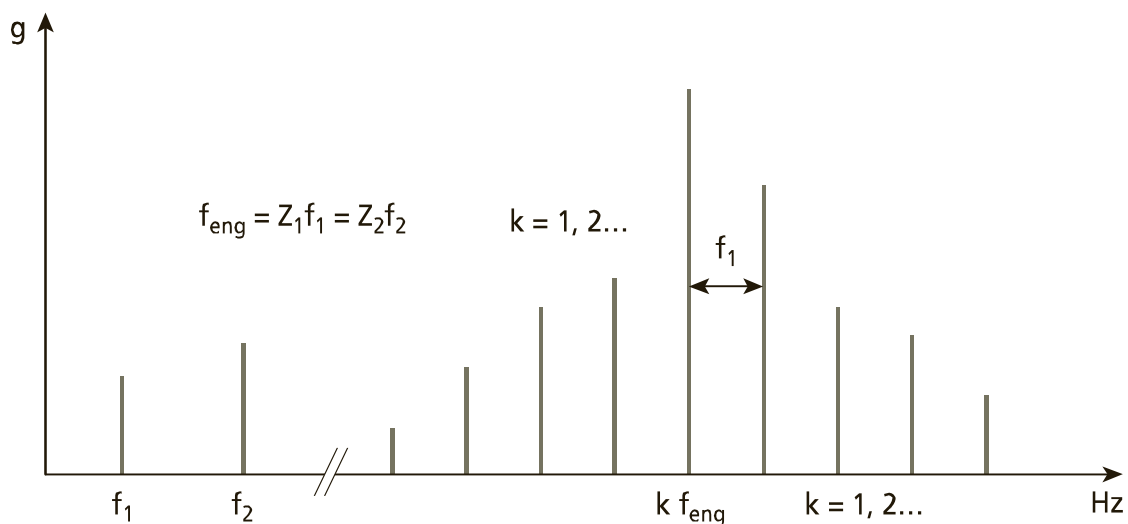


Figure 5.43 – Spectre typologique d'un engrènement en présence d'un défaut de type fluctuations de portée de denture ou de couple.

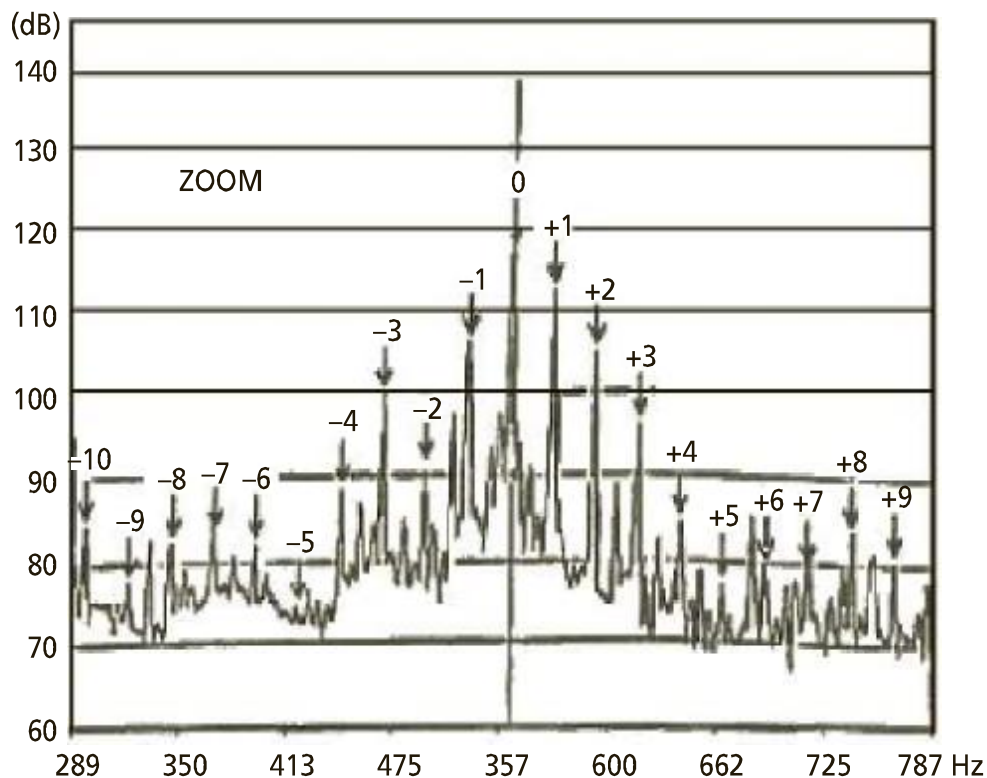


Figure 5.44 – Mise en évidence d’une modulation d’amplitude du spectre de modulation de la composante fondamentale d’engrènement (543,2 Hz) du couple conique d’un réducteur entraînant une pompe de circulation et entraîné par un moteur asynchrone. La présence de bandes latérales de modulation d’amplitude significative, dont l’espacement correspond à la fréquence de rotation de l’arbre GV (24,6 Hz), traduit l’existence d’une nette excentricité au niveau de cet arbre.

La dissymétrie de la distribution des amplitudes des bandes latérales est consécutive à la modulation de fréquence induite par la modulation de la vitesse de rotation du moteur due aux variations de charge induites par le défaut.

Dans le domaine spectral, tout phénomène de modulation, qu’il s’agisse d’une modulation d’amplitude ou de fréquence, se caractérise par la présence d’une ou de plusieurs familles de bandes latérales dont les espacements correspondent aux fréquences de modulation induites par le ou les différents défauts affectant l’engrènement. Les fréquences de modulation correspondent le plus fréquemment aux fréquences de rotation des arbres portant le pignon ou son conjugué bien que, rappelons-le, elles peuvent aussi correspondre aux fréquences typologiques d’un certain nombre de défauts pouvant affecter d’autres organes constitutifs de l’installation.

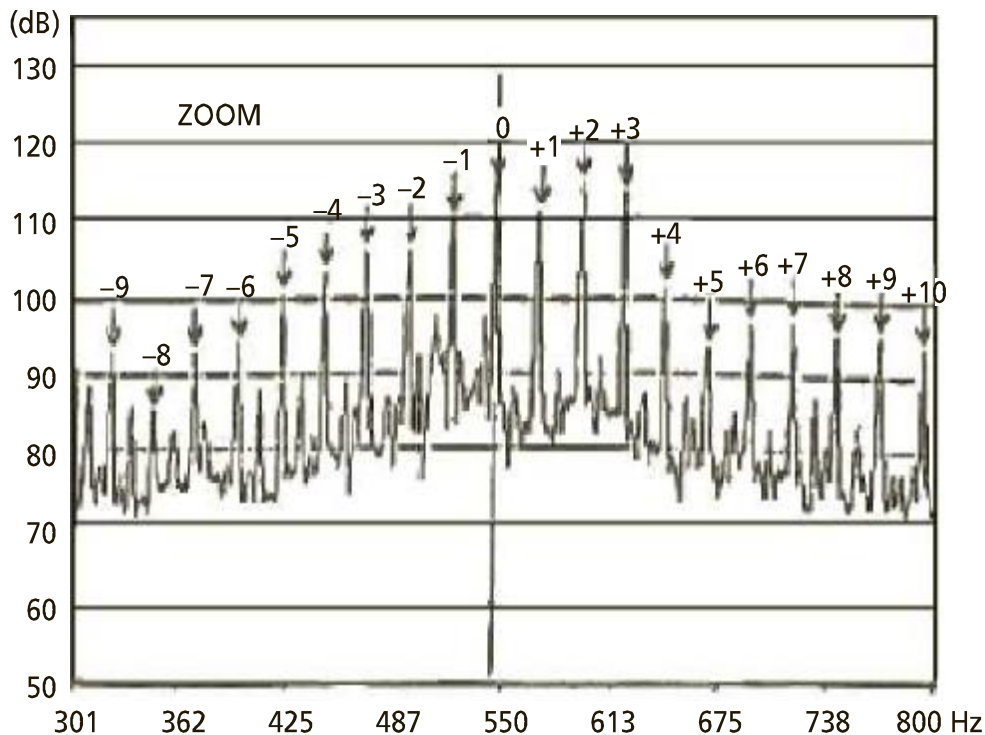


Figure 5.45 – Mise en évidence d'une modulation de fréquence du spectre de modulation de la composante fondamentale d'engrènement d'un réducteur. Il y a lieu de noter la présence d'un grand nombre de bandes latérales de modulation (10 paires) dont l'espacement correspond à la fréquence de rotation de l'arbre GV et dont les amplitudes de certaines d'entre elles sont voisines voire dépassent celle de la composante d'engrènement. Cette typologie est typique d'un phénomène de modulation de fréquence et traduit ici l'existence de fluctuations de couple importantes, consécutives à une usure de la clavette de fixation du pignon GV.

La symétrie de la distribution des amplitudes des bandes latérales de modulation situées de part et d'autre d'une composante d'engrènement est souvent détruite du fait de la modulation mixte de cette dernière et du transfert vibratoire qui rend prédominante certaines bandes latérales dont les fréquences sont voisines de celle d'un mode propre (résonance) au détriment des autres. Les amplitudes de ces bandes latérales sont généralement très faibles devant celle de la composante d'engrènement (entre 2 et 20 fois inférieures) et ne sont identifiables dans le domaine spectral que si on utilise une échelle d'amplitude logarithmique ou en décibels (*cf.* chapitre 2) et si la résolution d'analyse Δf a été correctement choisie au regard des données cinématiques de l'ensemble de l'installation (chapitres 2 et 4).

Il est important de noter que :

- l'apparition d'un défaut dont la manifestation vibratoire principale se caractérise par une modulation d'amplitude se traduit par une très légère augmentation du niveau vibratoire induit par l'engrènement,
- l'apparition d'un défaut dont la manifestation principale se caractérise par une modulation de fréquence se traduit par aucune augmentation du niveau vibratoire engendré par l'engrènement. L'énergie engendrée par les bandes latérales de modulation compense la perte d'énergie de la porteuse.

Dans le domaine spectral, la nature d'une modulation s'avère une opération parfois difficile à identifier. D'une manière générale, dans le cas d'une modulation de fréquence, le nombre de paires de bandes latérales associées à un harmonique de la fréquence d'engrènement croît avec l'ordre de ce dernier. En revanche, dans le cas d'une modulation d'amplitude, le nombre de paires de bandes latérales est identique quel que soit l'ordre de l'harmonique considéré. Par contre, la quantification de ces deux formes de modulation, impossible dans le domaine spectral, nécessite l'utilisation de techniques de traitement beaucoup plus complexes (*cf.* chapitre 4) permettant l'extraction séparée des formes temporelles des engrènements du pignon et de son conjugué et des fonctions de modulation d'amplitude et de fréquence associées à la composante principale d'engrènement. En l'absence sur le marché de produit dédié à ce type d'analyse, l'utilisation de cette technique reste du domaine des spécialistes. Les figures 5.46 illustrent l'intérêt de cette approche et la lisibilité des informations obtenues. Il est clair que les représentations de l'engrènement de la roue 144 dents sont beaucoup plus explicites dans le domaine temporel (figures 5.46 b et c) que dans le domaine spectral traditionnel (figure 5.46 a).

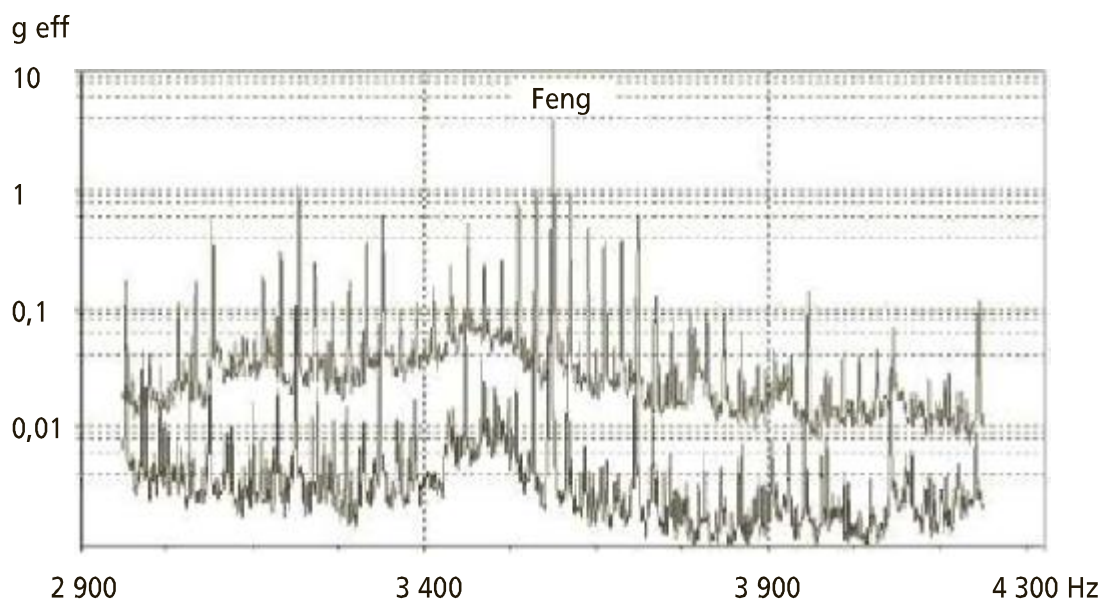


Figure 5.46 a – Spectres d'engrènement d'un multiplicateur intégré dans un compresseur à vis lubrifiées, constitué d'une roue PV de 144 dents et d'un pignon GV de 29 dents. Entre deux diagnostics espacés de dix mois, on constate une très forte augmentation du niveau vibratoire induit par l'engrènement et l'apparition d'un grand nombre de bandes latérales espacées de la fréquence de rotation de l'arbre PV (24,88 Hz).

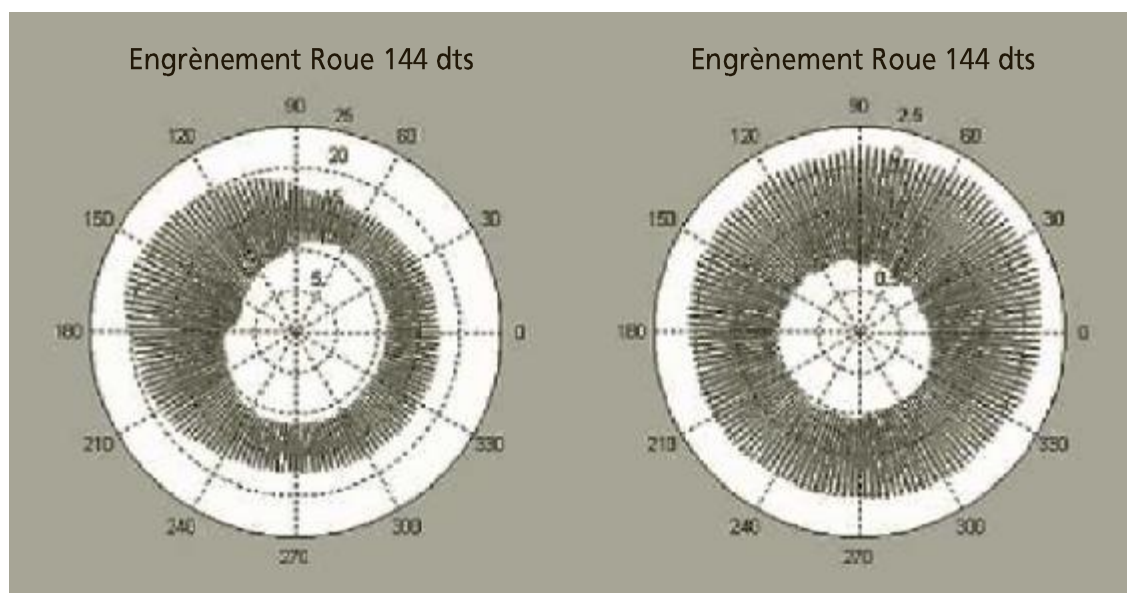


Figure 5.46 b – Représentation polaire de l'engrènement de la roue 144 dents.

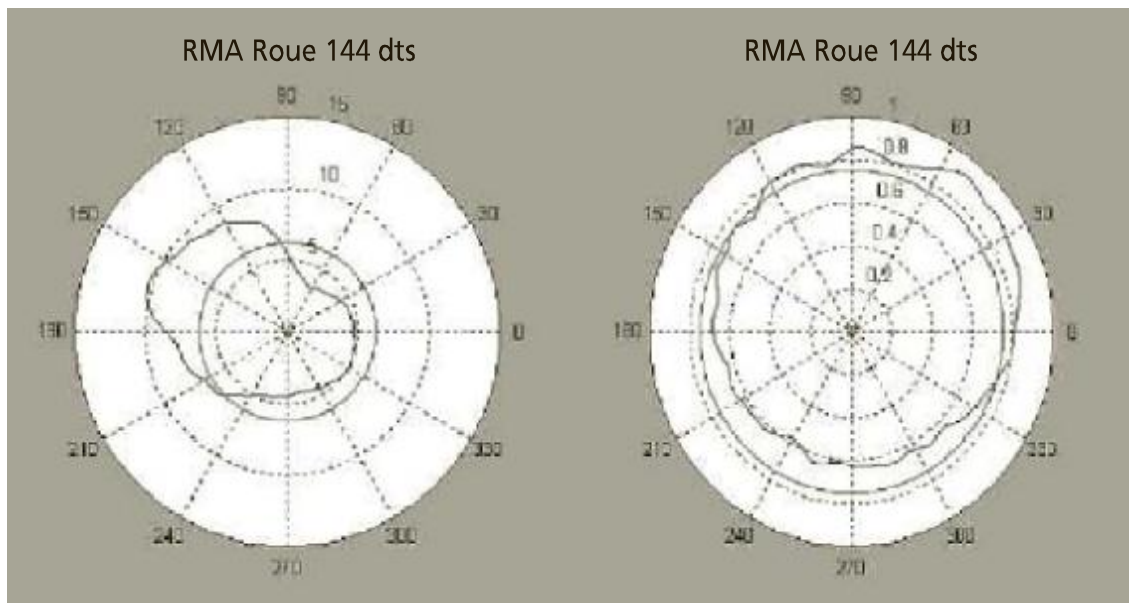


Figure 5.46 c – Représentation polaire de la FMA de l’engrènement de la roue 144 dts. Le taux de modulation d’amplitude induit par l’engrènement de la roue 144 dents passe de 22,9 % à 54,5 %. Initialement, la charge de denture est très voisine d’une dent à l’autre et la représentation polaire de la FMA de l’engrènement de la roue 144 dents est voisine d’un cercle. On constate, dix mois plus tard, une profonde modification de la représentation polaire de la FMA qui devient quasiment elliptique. Les représentations polaires de la FMA montrent une nette modification de la répartition de la charge de la denture de la roue PV due à des différences de jeux d’engrènement importantes en fonction de la position de la dent qui engrène.

5.15 Défauts dus à une anomalie électromagnétique

5.15.1 Généralités

Pour bien des machines électriques comme les alternateurs ou les moteurs synchrones (figure 5.47), les fréquences significatives d’une anomalie électromagnétique, multiples de la fréquence du courant d’alimentation, sont confondues avec la fréquence de rotation de la machine ou de ses harmoniques. Pour ces machines, le moyen le plus simple d’identifier une anomalie électromagnétique est de couper brutalement le courant d’alimentation (lorsque

cela est possible) : si l'amplitude vibratoire chute brutalement pour les harmoniques de la fréquence du courant, c'est qu'il s'agit bien d'un défaut électromagnétique.

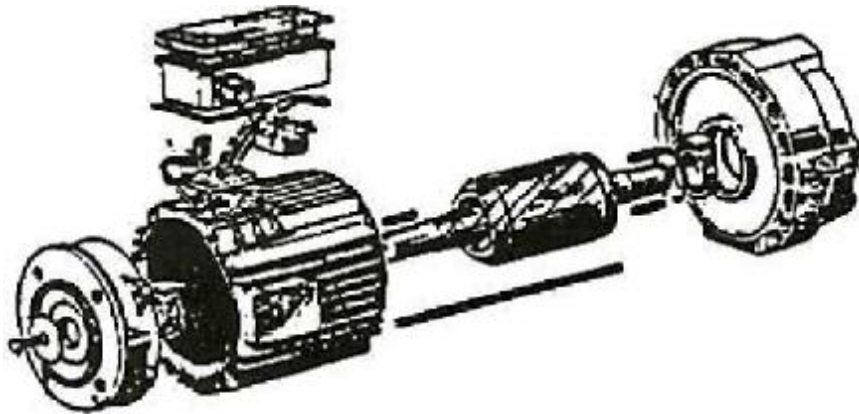


Figure 5.47 – Vue éclatée d'un moteur montrant ses éléments constitutifs.

Heureusement pour les moteurs asynchrones (type de machines électriques le plus répandu dans l'industrie) et, dans une moindre mesure, pour d'autres machines, il existe des techniques plus élaborées, plus précises et plus fiables pour diagnostiquer, sans arrêter la machine, l'origine du défaut.

■ Défauts électromagnétiques sur moteurs asynchrones

Dans un moteur asynchrone, la fréquence de rotation dépend :

- du nombre de paires p des pôles,
- de la fréquence du courant d'alimentation f_{crt} ,
- du glissement g , lui-même fonction de la charge.

Ainsi, pour un moteur deux pôles, alimenté en 50 Hz, la fréquence synchrone sera de 50 Hz et sera de 25 Hz pour un moteur quatre pôles. Cependant, pour un moteur asynchrone, il est indispensable que la fréquence de rotation soit inférieure à la fréquence d'alimentation pour créer un courant induit qui donnera le couple, et la différence de fréquences, proportionnelle au couple résistant (charge du moteur), correspond à la fréquence du glissement f_g avec :

$$f_g = f_{crt} - f_{rot} = g f_{crt}$$

Ce sont la recherche et l'étude de la fréquence de ce glissement qui permettent le diagnostic des défauts électromagnétiques affectant les moteurs asynchrones. Ces défauts sont de deux types :

- les défauts dus à des anomalies électromagnétiques sur stator ;
- les défauts dus à des anomalies sur rotor.

5.15.2 Défauts électromagnétiques sur stator (défauts stationnaires)

Ces défauts stationnaires (statoriques) ont deux origines :

- **la variation d'entrefer** (figure 5.48), elle-même provoquée par une déformation ou l'ovalisation du corps du stator...
- **la variation de courant**, elle-même provoquée par un défaut d'enroulement au niveau du stator, un déséquilibre de phase, des spires ou tôles statoriques de mauvaise qualité, en court-circuit ou desserrées, ou encore un défaut d'isolement...

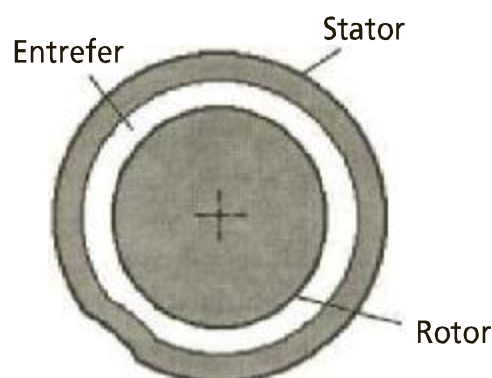


Figure 5.48 – Variation de l'entrefer statique
due à une dégradation du stator.

Ces défauts peuvent être observés de manières différentes :

- aux basses fréquences, autour de deux fois la fréquence du courant d'alimentation (figure 5.49) ;
- aux moyennes fréquences, autour de la fréquence de passage des encoches et de ses harmoniques (figures 5.52 a et b et 5.53).

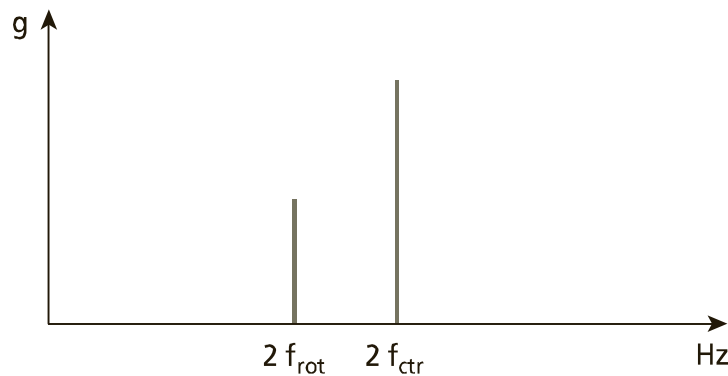


Figure 5.49 – Image vibratoire théorique d'un défaut dû à une anomalie électromagnétique affectant le stator (f_{ctr} : fréquence principale du courant d'alimentation).

■ Observations aux basses fréquences

Aux basses fréquences, les images vibratoires théoriques des défauts de type « variation de courant » et « variation d'entrefer » sont identiques avec la prépondérance d'une **raie dont la fréquence correspond à l'ordre 2 de la fréquence du courant d'alimentation** égale à 100 Hz pour un courant d'alimentation à 50 Hz (figure 5.33). Cependant, dans le cas d'un défaut **d'enroulement statorique**, l'amplitude de la raie à 100 Hz est peu dépendante de la charge, alors que dans le cas **d'une variation d'entrefer** due à une déformation du stator, l'amplitude de la raie dépendra fortement de cette charge.

Si la fréquence de la raie à 100 Hz est voisine de celle d'un harmonique de la fréquence de rotation du moteur (par exemple, l'harmonique 4 sur un moteur tournant à 1 500 tr/min ou l'harmonique 2 sur un moteur tournant à 3 000 tr/min), elle s'en différenciera toujours du fait du glissement, même si l'observation de ce dernier peut nécessiter l'utilisation d'un zoom puissant (figures 5.50 a et b).

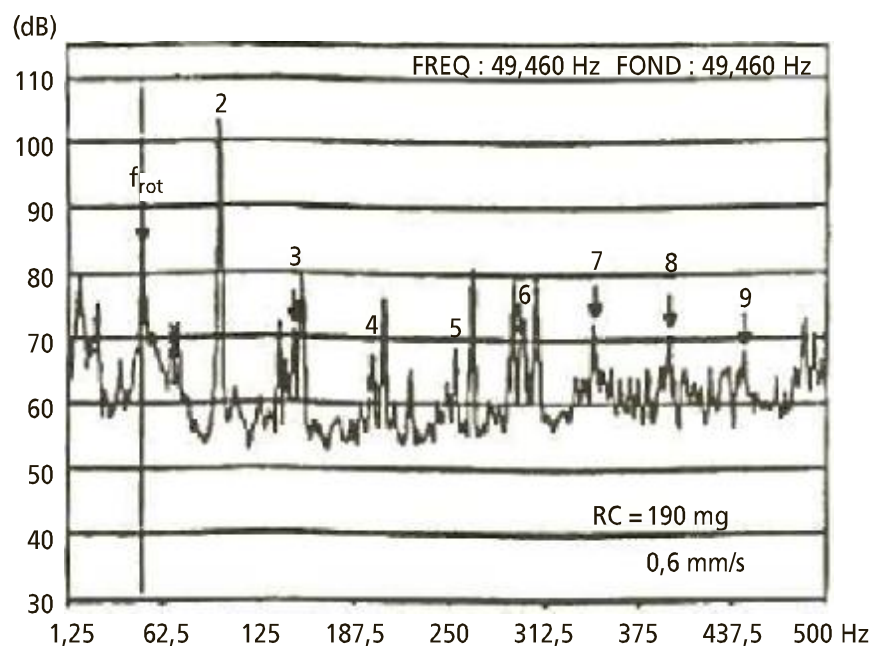


Figure 5.50 a – Spectre mettant en évidence un défaut de fréquence 100 Hz sur un moteur de compresseur tournant à 3 000 t/mn, sans pouvoir préciser si le défaut est lié à un désalignement ou à une déformation du stator.

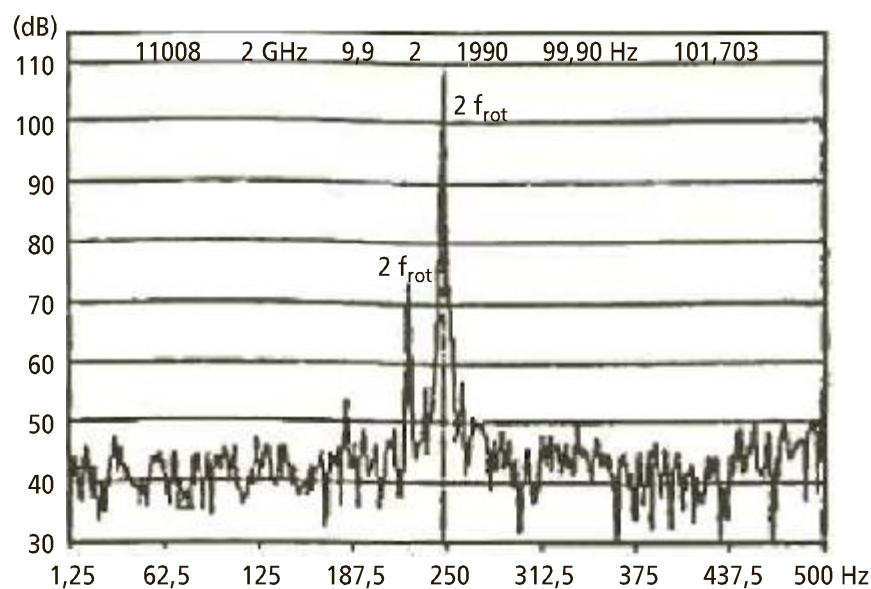


Figure 5.50 b – Zoom centré sur la fréquence de 100 Hz du spectre A, qui permet de dissocier ce qui se passe à 99 Hz représentant le désalignement à deux fois la rotation et la fréquence réellement à 100 Hz, représentative du défaut électromagnétique sur le stator.

■ Observations aux moyennes fréquences

Observer les phénomènes vibratoires aux moyennes fréquences revient à les étudier autour de la fréquence de passage des encoches (figure 5.51), plus simplement appelée fréquence d'encoches et égale à la fréquence de rotation multipliée par le nombre d'encoches du rotor.

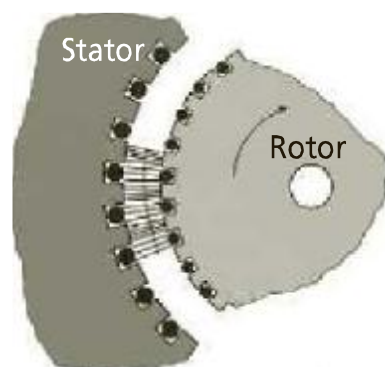


Figure 5.51 – Schéma d'emplacement des encoches.

Dans le cas d'une variation d'entrefer, à la raie dont la fréquence correspond à la fréquence d'encoches est associée une famille de bandes latérales dont le **pas correspond à deux fois la fréquence du courant d'alimentation**, mais avec des valeurs d'amplitude nettement dissymétriques de part et d'autre de la fréquence d'encoches (figures 5.52 a et b et figure 5.53).

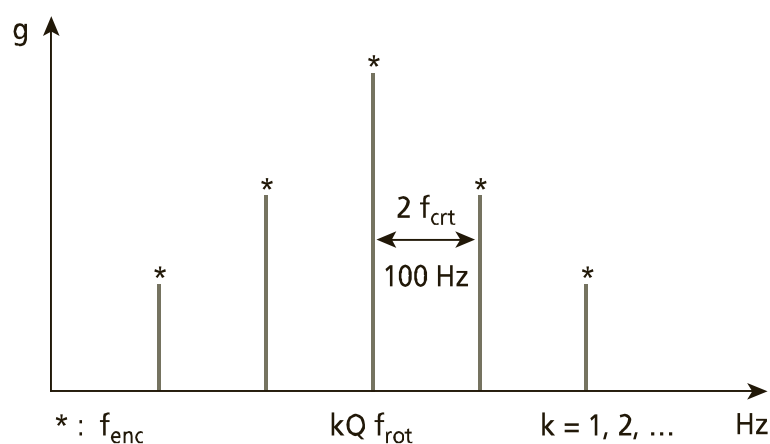


Figure 5.52 a – Image vibratoire théorique d'un stator en bon état.
Les amplitudes des raies de modulation sont sensiblement au même niveau de chaque côté de la fréquence d'encoches (Q = nombre d'encoches).

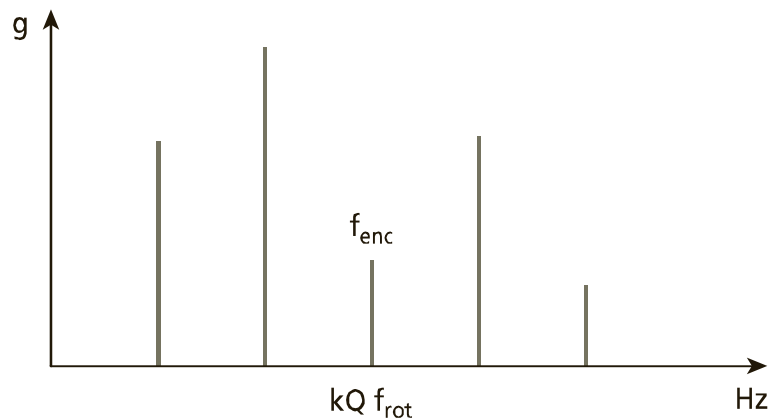


Figure 5.52 b – Image vibratoire théorique d'une excentricité statique d'entre-fer. La nette dissymétrie des niveaux d'amplitude des bandes latérales de modulation de pas 100 Hz réparties autour de la fréquence d'encoches, indique une anomalie électromagnétique sur le stator.

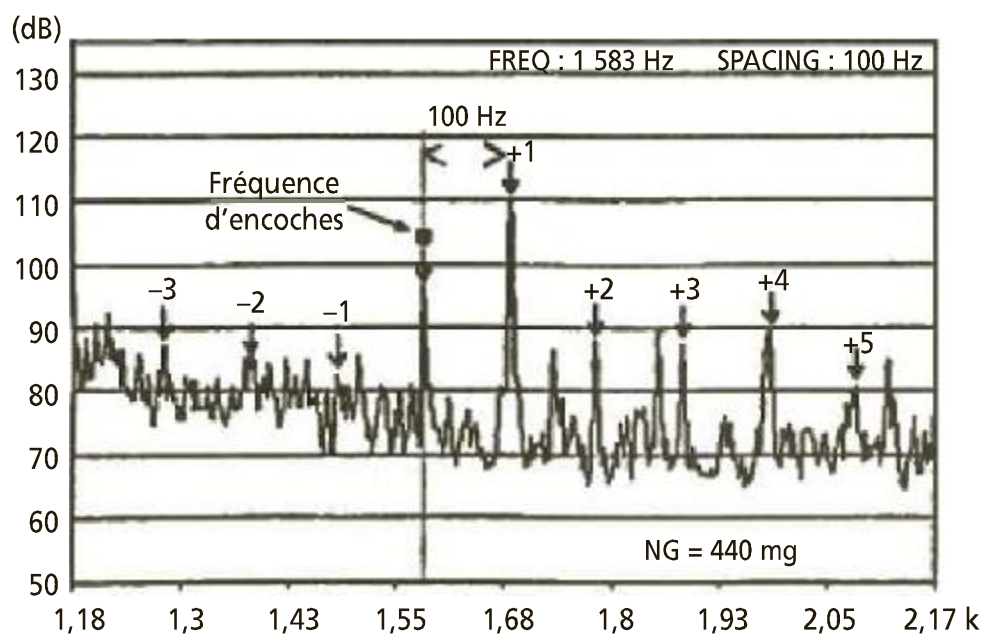


Figure 5.53 – Excentricité d'entrefer vue par analyse en mode zoom autour de la fréquence d'encoches d'un stator. L'observation des bandes latérales de modulation autour de la fréquence d'encoches met en évidence une excentricité statique d'entrefer très nette expliquant les dégradations par frottement des enroulements statoriques survenus, sur deux moteurs identiques, quelques semaines après leur mise en service.

Cette technique de dépistage autour de la fréquence d'encoches peut être utilisée non seulement sur les moteurs asynchrones mais aussi sur les **moteurs synchrones**, puisqu'elle ne se sert pas du glissement comme moyen d'observation.

5.15.3 Défauts électromagnétiques rotoriques (défauts tournants)

Comme pour les défauts sur stator, ils ont deux origines :

- **L'excentricité dynamique** d'entrefer (figure 5.54), provoquée par un désalignement, une déformation du rotor ou un jeu de paliers important.

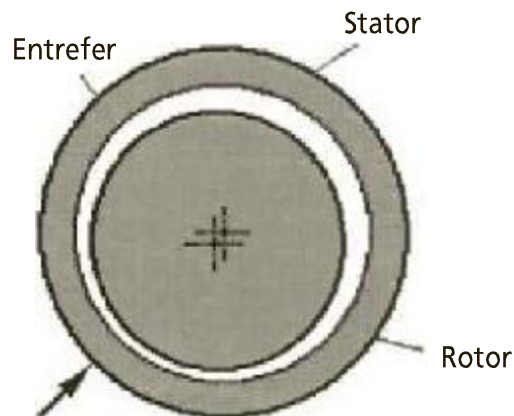


Figure 5.54 – Excentricité dynamique de l'entrefer.

- **La variation de courant**, provoquée par des barres rotoriques cassées ou fissurées, par une anomalie de résistivité au niveau des liaisons barres-anneau, par des tôles ou des spires rotoriques en mauvais état ou en court-circuit.

Ces défauts peuvent être décelés autour de la fréquence de rotation et, à l'instar des défauts statoriques, autour de la fréquence d'encoches ou de ses harmoniques.

■ Observations autour de la fréquence de rotation

Le balourd résiduel du rotor (il en reste toujours un) tourne à la fréquence de rotation du rotor (frot). Toute anomalie rotorique (par exemple, barres cassées ou fissurées, mauvaise qualité de la mise en spires, défaut de liaison barres-anneaux) ou toute variation dynamique d'entrefer va induire une modulation de l'amplitude et/ou de la fréquence de rotation et de ses harmoniques.

L'image vibratoire d'un tel défaut se traduit par l'apparition de bandes latérales autour des premiers harmoniques, dont le **pas correspond** à la fréquence de glissement f_g , multipliée par deux fois le nombre p de paires de pôles, soit $2 p f_g$, que l'on déduit de la relation suivante :

$$f_g = (f_{crt}/p - f_{rot})$$

avec :

f_{crt} , la fréquence du courant d'alimentation (c'est-à-dire 50 Hz pour le courant fourni par EDF) ;

f_{rot} , la fréquence de rotation du rotor ;

p , le nombre de paires de pôles du moteur.

Dans le cas d'un très faible glissement (moteur très peu chargé), un zoom très puissant sera nécessaire pour mettre en évidence cette modulation (figure 5.55 a et b).

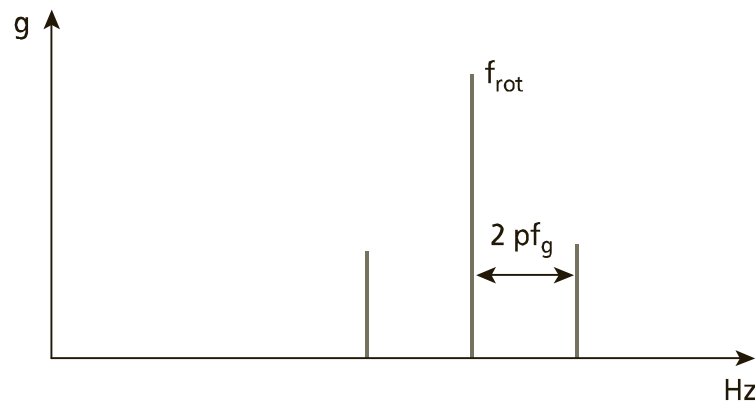


Figure 5.55 a – Image vibratoire théorique d'un défaut rotorique modulant la fréquence de rotation.
(f_g = fréquence de glissement).

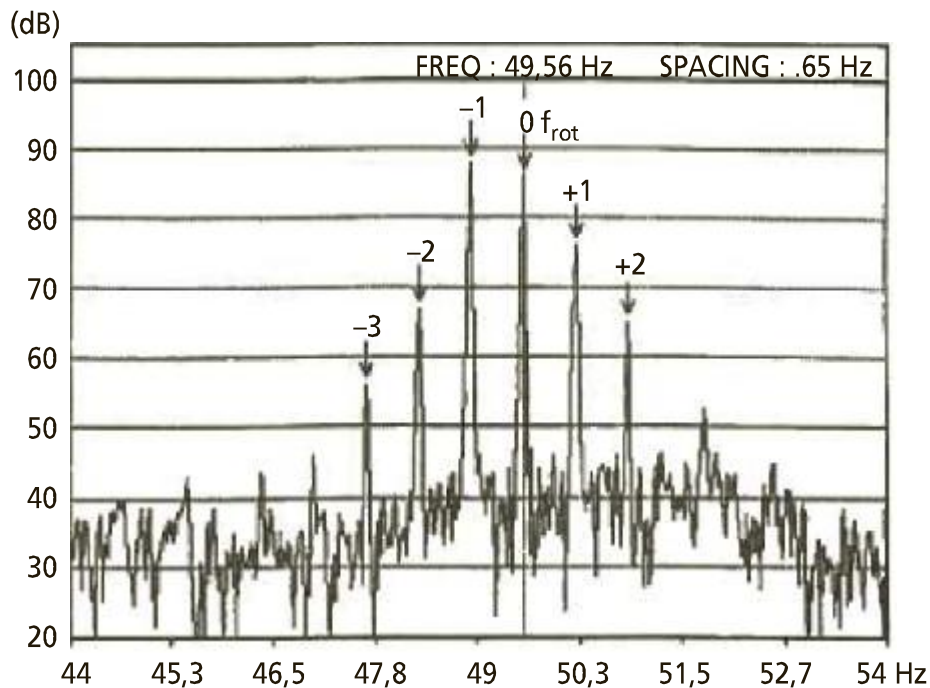


Figure 5.55 b – Analyse en mode zoom autour de la fréquence de rotation d'un rotor de centrifugeuse. La modulation de la fréquence de rotation (49,58 Hz) par l'ordre 2 de la fréquence de glissement (0,64 Hz) traduit une fissuration d'un anneau de court-circuit.

■ Observations autour de la fréquence d'encoches

□ Défaut de type excentricité dynamique d'entrefer

L'image vibratoire est caractérisée par de nombreuses bandes latérales situées de part et d'autre de la fréquence d'encoches ou de ses harmoniques, dont le **pas correspond à la fréquence de rotation** de l'arbre (figure 5.56 a et b).

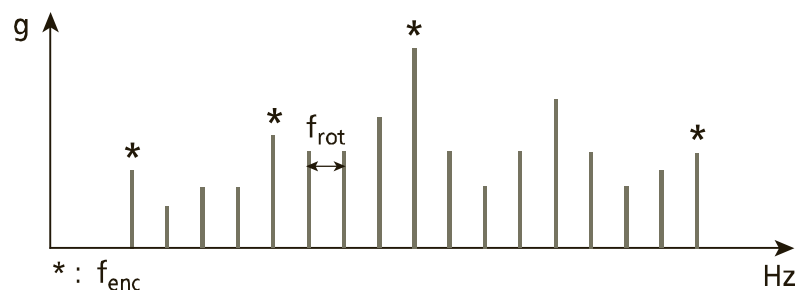


Figure 5.56 a – Image vibratoire théorique d'une variation d'entrefer.

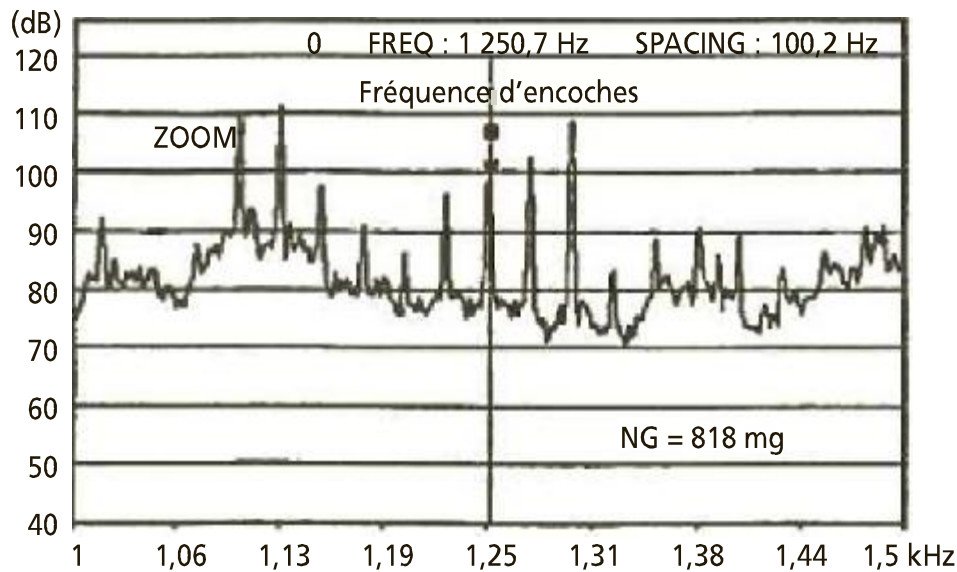


Figure 5.56 b – Analyse en mode zoom centré sur la fréquence d'encoches, montrant une excentricité dynamique d'entrefer. L'observation de la dissymétrie du niveau des bandes latérales de modulation d'amplitude de pas égal à la fréquence de rotation du moteur (24,98 Hz) met en évidence une excentricité dynamique d'entrefer.

Comme pour le dépistage d'une excentricité statique d'entrefer (figure 5.49), cette technique de dépistage d'une excentricité dynamique d'entrefer autour de la fréquence d'encoches peut être utilisée non seulement sur les moteurs asynchrones, mais aussi sur les moteurs synchrones, puisqu'elle ne se sert pas du glissement comme moyen d'observation.

☐ Défaut de type barres cassées ou fissurées

Ce cas, plus difficile à diagnostiquer, se caractérise par l'évolution ou l'amplitude anormale de bandes latérales autour de la fréquence d'encoches ou de ses harmoniques (figure 5.57), dont le **pas correspond à 2 p fois la fréquence de glissement**, soit 2 pfg. Le dépistage de ce défaut nécessite souvent un zoom puissant capable de faire ressortir la fréquence de glissement, qui peut être très faible en cas de moteur peu chargé.

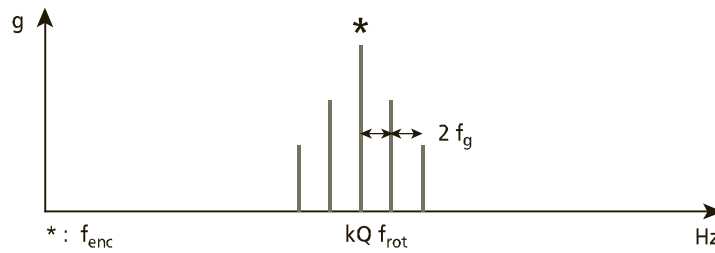


Figure 5.57 – Image vibratoire théorique d'un défaut de type barres fissurées. (Q = nombre d'encoches).

5.15.4 Analyse spectrale du courant d'alimentation sur moteurs asynchrones et synchrones

Beaucoup de défauts, et notamment les défauts électromagnétiques tournants comme ceux provoqués par des barres cassées sur le rotor, peuvent être mis en évidence par une simple analyse du courant d'alimentation comme nous l'avons évoqué au chapitre 4.

Ces mesures, effectuées à l'aide d'une pince ampèremétrique placée sur l'un des trois moteurs, parfois loin de la machine si les phases ne sont pas accessibles en aval de la boîte à bornes, permettent de mettre en évidence d'éventuelles microvariations de charge ou de couple se signalant, par exemple :

- par des bandes latérales de modulations espacées de $2f_g$ autour du 50 Hertz pour des barres cassées ou fissurées dans le cas d'un moteur synchrone,
- par des bandes latérales espacées de deux fois la rotation autour du 300 Hertz (Fréquence de Graetz) pour un défaut d'accouplement dans le cas d'un moteur à courant continu.

6 • MISE EN PLACE DE LA SURVEILLANCE

La mise sous surveillance d'un parc de machines à des fins de maintenance est avant tout, pour une entreprise, un **choix économique**. Il convient donc de réserver cette procédure aux machines pour lesquelles la panne (ou la marche « en dégradée ») est une réelle hantise sur le plan de la sécurité ou de la production, et pour lesquelles il existe des techniques de surveillance fiables et économiquement intéressantes. La première phase de la mise en place sera consacrée à la sélection des machines que l'on envisage de surveiller après avoir validé, pour chacune d'entre elles, la faisabilité d'une surveillance de qualité, doublée d'un intérêt économique selon le degré de fiabilité recherché. La sélection définitive de cette liste ne pourra se faire qu'après avoir vérifié que l'on possède une connaissance suffisante de la constitution de la machine et de son contexte d'utilisation, que l'on a choisi la stratégie de surveillance la mieux appropriée, déterminé les indicateurs les mieux adaptés ainsi que la périodicité des visites. Alors seulement pourront commencer les mesures, leur traitement et la phase opérationnelle de la surveillance.

Phase 1 : Mettre en place la stratégie

6.1 Sélection des machines sensibles

Cette sélection préliminaire doit être menée avec pour fil conducteur le coût réel de chaque panne ou incident, c'est-à-dire en prenant en compte non seulement les coûts directs de la réparation, mais aussi les coûts indirects, et

notamment les pertes d'exploitation qui représentent, en général, la partie la plus importante des pertes enregistrées (figure 6.1).

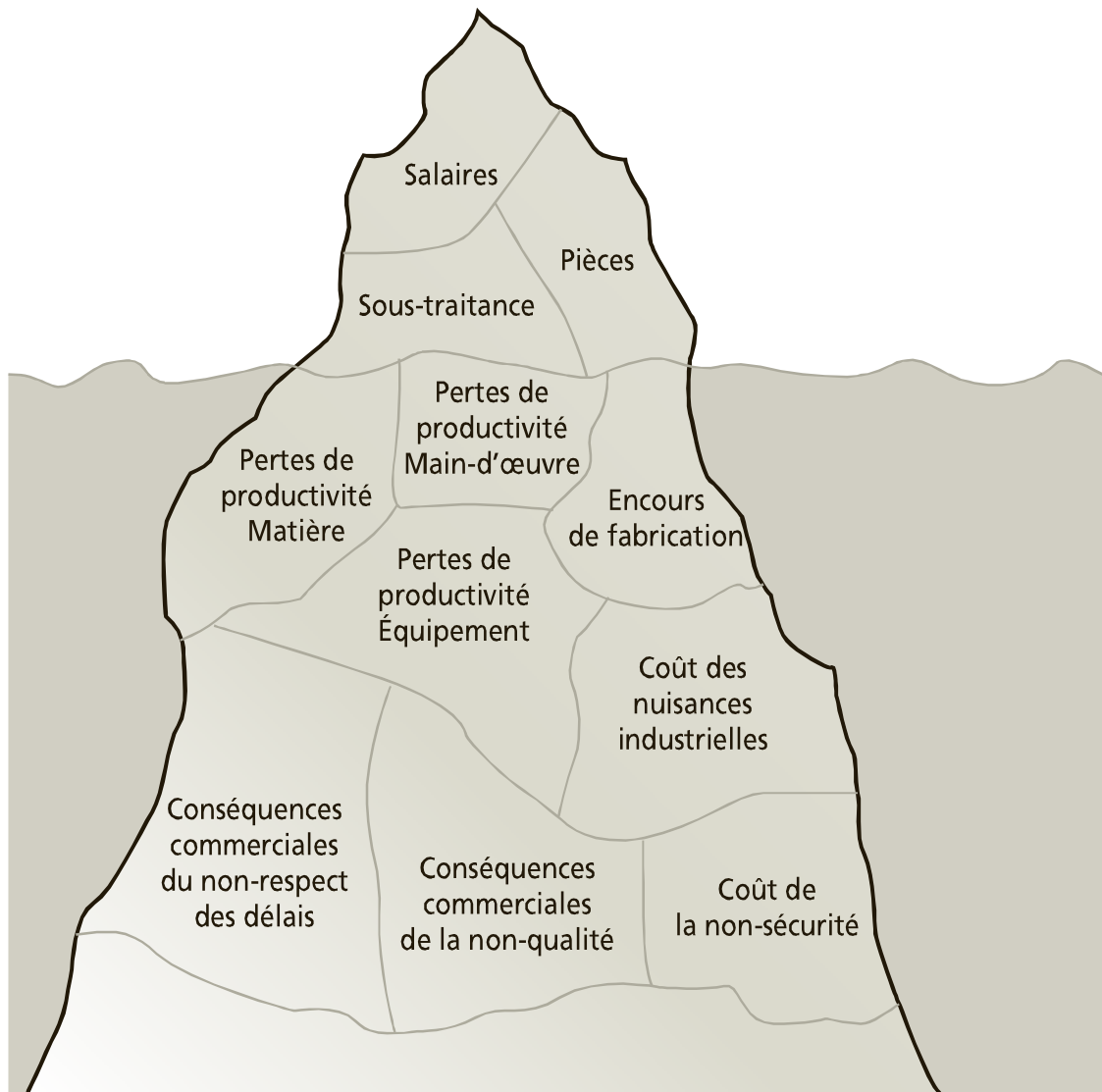


Figure 6.1 – Iceberg des coûts ou réflexion sur le coût réel d'une panne.
(Il ne faut pas oublier de considérer la partie immergée des coûts,
trop souvent méconnue ou inconsciemment ignorée).

De cette réflexion sur les conséquences réelles d'une panne doit découler, de façon plus ou moins évidente, une classification par criticité du parc de machines et ressortir les quelques machines, réellement « stratégiques ». Cette détermination est facilitée par l'utilisation des lois statistiques et, notamment,

le diagramme de Pareto (figure 6.2) appelé aussi « loi des 80/20 » ou diagramme ABC.

La sélection se limite alors aux 20 % de machines (zone A) représentant 80 % des coûts d'arrêt pour panne et, éventuellement, aux machines de la zone B, auxquelles il faut ajouter les machines à problèmes (pannes fréquentes, pièces de rechange difficiles à trouver, démontage difficile) et les machines dangereuses (machines dont la panne ou la casse risque de porter atteinte à la sécurité du personnel ou à l'environnement).

Ensemble des machines à surveiller
=
Machines vitales (pour la production)
+ Machines à problèmes
+ Machines dangereuses

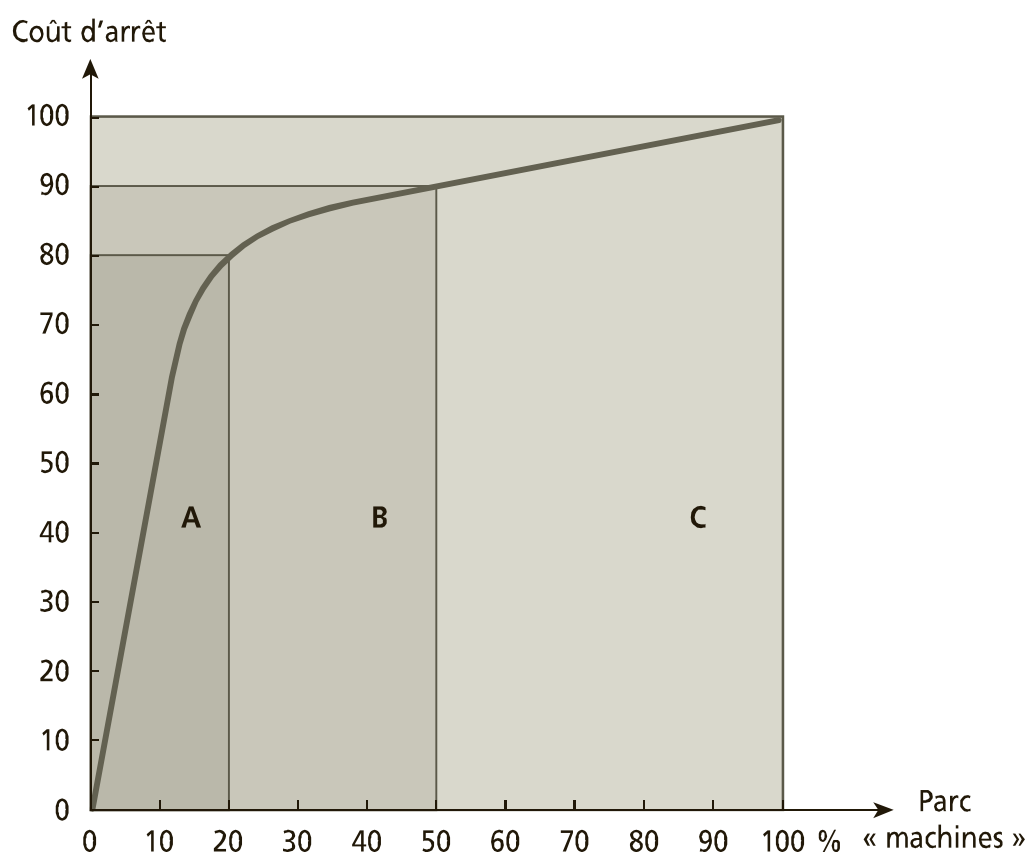


Figure 6.2 – Diagramme de Pareto dit loi des 20/80.
(20 % des machines occasionnent 80 % des pannes).

6.2 Étude du contexte d'utilisation des machines à surveiller

On ne peut surveiller que ce que l'on connaît bien. Pour chaque machine à surveiller, il est important de noter :

- Le contexte de son utilisation (marche 24 heures/24, marche épisodique, machine doublée...),
- Ses particularités (marche en surcharge ou en sous-charge, prototype...),
- Les points faibles et les organes défaillants (méthode AMDEC, arbres des causes de défaillances...),
- L'historique détaillé des incidents ou des pannes avec, le cas échéant, les raisons du succès ou de l'échec de la surveillance.

6.3 Vérification de la faisabilité technique de la surveillance

Sur le plan technique, il faut s'assurer que la surveillance envisagée s'applique bien aux machines sélectionnées et dans des conditions satisfaisantes.

Pour cela, on vérifie que peuvent être respectées les conditions suivantes :

6.3.1 L'accessibilité aux points de mesure

La grande majorité des défauts recherchés, à l'exception des desserrages des éléments statiques, affectent les parties tournantes de la machine. Par contre, pour des raisons de commodité et de coût, la quasi-totalité des prises de mesures (à l'exception de certaines mesures qui nécessiteront parfois l'utilisation de capteurs fixés sur l'arbre et radio-commandés) s'effectuent sur une partie immobile de cette dernière. Les paliers constituant la partie immobile d'une machine la plus proche des rotors, c'est donc sur ces derniers et éventuellement sur les points de fixation de la machine que les mesures seront généralement effectuées, dans la ou les directions d'application des efforts. Il convient donc de vérifier que les machines et leurs paliers sont directement accessibles (absence de calorifugeage, capotage, double enveloppe, machine en hauteur et difficilement accessible, environnement hostile...). Parfois, l'utilisation de la pointe de touche, dont on verra les limites au § 9, permettra de prendre la mesure au travers d'un orifice pratiqué sur le carter mais, plus généralement, en cas d'accès difficile aux paliers, il est recommandé d'installer,

aux points névralgiques, des capteurs à demeure raccordés à un coffret accessible, même si la mesure n'est envisagée que de façon périodique.

6.3.2 La constance de la vitesse de rotation et de la charge durant la prise de la mesure

La finalité de l'analyse spectrale est de localiser et voire même d'identifier des défauts à partir de l'identification des périodicités de leurs manifestations dynamiques et de la corrélation de ces dernières avec la cinématique de la machine surveillée. Le fait que les forces dynamiques induites en présence ou en absence de défaut dépendent fortement de la vitesse de rotation et de la charge, et que le transfert force/vibration dépend lui aussi fortement de la vitesse de rotation par le biais des positions des fréquences excitatrices vis-à-vis des fréquences des différents modes propres de la machine, fait que l'énergie vibratoire dépend elle aussi fortement des conditions de fonctionnement.

De toutes ces considérations, il découle que la vitesse de rotation et la charge doivent impérativement rester constantes pendant la prise de mesure. Cet impératif rend difficile la surveillance et le diagnostic de machines dont le cycle de fonctionnement ne comporte pas de phase à vitesse et charge constantes ou dont la durée de fonctionnement en régime stabilisé est insuffisante au regard des contraintes de durée de prise de mesure évoquées plus loin (bobineuses, robots, presses à emboutir, ponts roulants, machines outils...). La surveillance de ce type de machine nécessite l'utilisation de techniques de traitement et de mise en œuvre délicate (analyse temps/fréquence, spectrogramme...), rarement intégrées à ce jour dans les systèmes de surveillance.

6.3.3 La durée de prise de mesure

Nous avons vu au chapitre 2 que la durée de la prise de la mesure est inversement proportionnelle à la résolution fréquentielle Δf et au nombre de spectres instantanés à moyenner. Cette durée est choisie en fonction, non seulement de la fréquence de rotation de la machine, mais aussi des fréquences des manifestations vibratoires de certains défauts dont on veut surveiller l'apparition, qui peuvent être sensiblement plus faibles que cette dernière (fréquence de passage de courroies, fréquence de passage de pôles, fréquence d'instabilité, fréquence de coïncidence de denture).

Cependant il faut également tenir compte :

- de la nécessaire représentativité du signal mesuré qui exige une durée de prise de mesures (temps d'observation) égale au minimum à 30 ou 50 rotations

de la ligne d'arbres considérée, soit à titre d'exemple environ : 1 seconde pour la surveillance d'une machine tournant à 3 000 tr/min, 10 secondes pour la surveillance d'une machine tournant à 300 tr/min, 100 secondes pour la surveillance d'une machine tournant à 30 tr/min ;

- de la résolution d'analyse Δf nécessaire à la séparation de deux composantes de fréquences voisines et du nombre de spectres instantanés à moyenner.

Quant à la condition de charge constante, elle nécessitera, pour certaines machines comme pour beaucoup de centres d'usinage ou certains laminoirs, de s'assurer par un top adéquat que la prise des mesures ne sera pas perturbée par les à coups de production. Souvent même, pour ces machines, la mesure devra être effectuée en marche à vide, de façon à ne pas être perturbée par les saccades de fabrication, lorsque la durée d'usinage ou de fonctionnement en charge sera plus courte que le temps minimal de prise de la mesure : cela engendrera cependant une perte de fiabilité.

6.3.4 La reproductibilité des conditions de mesure

La surveillance repose principalement sur le suivi d'évolution d'un certain nombre d'indicateurs, ce qui impose que les mesures effectuées d'une collecte à l'autre soient effectuées dans des conditions de fonctionnement quasi identiques.

Pour les installations pour lesquelles les impératifs d'exploitation ne permettent pas de reproduire des conditions de fonctionnement identiques à chaque collecte (machines à papier, laminoirs, fours tournants de cimenterie, turbines hydroélectriques...), la meilleure solution est de définir préalablement plusieurs classes de fonctionnement avec des seuils d'alarme propres à chacune d'elles et d'archiver chaque collecte dans la classe de fonctionnement pour laquelle les conditions de charge ou de vitesse lors de la prise de mesure sont les plus proches de celle qui la définit.

6.3.5 L'adéquation surveillance/chaîne de mesure

Pour que la surveillance par analyse des vibrations puisse s'appliquer de façon efficace, il faut que la vitesse de la machine ou, plus exactement, que les fréquences auxquelles peuvent se manifester les défauts redoutés, se situent dans la bande passante de chaque élément constitutif de la chaîne de mesure (du capteur à l'analyseur).

Rappelons aussi que, du fait des limites d'utilisation d'un accéléromètre piézoélectrique en très basses fréquences, il est impossible d'analyser le

comportement vibratoire aux premiers ordres de la fréquence de rotation de machines tournant à seulement quelques tours ou dizaines de tours par minute. Pour ce type de machines, on recherchera les manifestations vibratoires des défauts en moyennes fréquences par l'étude des modulations autour d'une fréquence cinématique d'ordre élevé (engrènement, encoches, pales...) s'il en existe une, ou par démodulation des réponses de modes d'organes ou de structures excités (chapitre 4).

6.4 Réflexions sur la surveillance par suivi d'indicateurs et par le diagnostic

Comme nous l'avons vu au chapitre 4, la surveillance d'une machine par suivi d'évolution d'indicateurs découlant de grandeurs dynamiques ou d'images de ces dernières (vibrations, couples) peut se décliner sous différentes formes (surveillance par indicateurs scalaires énergétiques et dépassement de seuils, surveillance par dépassement de gabarits spectraux, surveillance par indicateurs typologiques) présentant un niveau de fiabilité et de précocité de détection mais aussi de difficulté de mise en œuvre très différents d'un mode à l'autre. Le principe fondamental de ce type de surveillance repose sur la définition préalable de ces derniers établie lors la mise en place de la surveillance de l'équipement considéré avec comme inconvénient possible l'apparition éventuelle d'un défaut insensible aux indicateurs définis.

Un autre mode de surveillance est envisageable, la surveillance par diagnostics périodiques, de mise en œuvre beaucoup plus lourde en terme de moyens matériels et humains mais beaucoup mieux adaptée à la détection exhaustive et précoce des défauts de toute nature.

La surveillance par suivi d'indicateurs et la surveillance par diagnostics périodiques sont deux stratégies très différentes. La première est bien adaptée au concept de la maintenance conditionnelle, la seconde à celui de son prolongement qu'est la maintenance prévisionnelle. Avant d'arrêter son choix sur l'une ou l'autre, il convient d'évaluer pour chaque équipement ce que peut apporter chacune de ces deux approches.

6.4.1 Surveillance par suivi d'indicateurs

Pour les machines sous surveillance par suivi d'indicateurs (chapitre 4), le choix des indicateurs sera dicté par :

■ Le type d'organes surveillés et le type de défauts redoutés

Si l'on ne désire surveiller que les roulements, on pourra choisir un indicateur dédié à la surveillance des défauts de roulements. De même, si l'on ne désire surveiller que des défauts de type balourd, le suivi d'évolution de l'indicateur « vitesse vibratoire large bande » doit être suffisant. En revanche, si l'on désire surveiller à la fois les défauts de roulements, de balourd et d'engrènement, le suivi d'évolution par indicateurs « bandes étroites » ou le suivi d'évolution de la forme spectrale du signal par comparaison avec un gabarit s'imposent.

Selon les défauts redoutés, on choisira le ou les indicateurs les mieux appropriés associés à la grandeur cinématique la mieux adaptée en s'aidant du tableau 6.1, sans oublier les images des manifestations dynamiques des défauts étudiées au chapitre précédent et sans oublier non plus que le choix de l'unité dans laquelle la valeur d'un indicateur est exprimée (déplacement vitesse et accélération) ne doit pas être confondu avec le choix du type de capteurs (voir chapitre 3).

Tableau 6.1 – Choix des indicateurs.

		Indicateurs
Quelques exemples d'organes surveillés	Roulements	Accélération, SPM, g/SE, HFD, BCU... Facteur de crête, kurtosis, détection d'enveloppe, cepstre
	Engrenages	Accélération, cepstre, démodulation d'amplitude, kurtosis
	Paliers fluides	Déplacement (relatif ou absolu) Forme des orbites
Nature des vibrations générées	Vibration de type impulsionnel	Accélération, kurtosis, facteur de crête, cepstre, détection d'enveloppe
	Vibration de type sinusoïdal	Déplacement, vitesse ou accélération, selon la fréquence observée
Plage de fréquences où le défaut est le plus facilement identifiable	Basses fréquences	Déplacement ou vitesse
	Moyennes fréquences	Vitesse ou accélération
	Hautes fréquences	Accélération

Ces principes généraux sont de mise dans le cas d'installations simples constituées d'une seule ligne d'arbre ou de deux lignes d'arbres entraînées par une transmission par poulies courroies. Par contre, ils sont rapidement mis en défaut dès que l'installation est constituée de plusieurs lignes d'arbres de vitesse de rotation très différentes, surtout si elles sont entraînées par engrenages à cause des effets dits de masque et de la très forte dépendance de l'énergie vibratoire induite avec la nature du défaut et la vitesse de rotation de la ligne affectée (voir chapitre 4).

☐ Le niveau de fiabilité recherché

Il est souvent lié au caractère stratégique de la machine surveillée, sur le plan de la production ou de la sécurité.

☐ La complexité cinématique de la machine

Cette complexité accroît le nombre et le type de défauts redoutés et nécessite, du fait de la rotation de plusieurs lignes d'arbres tournant à des vitesses souvent très différentes, une plus grande finesse dans le choix des indicateurs.

☐ Le coût du matériel de surveillance

Celui-ci sera plus ou moins élevé en fonction des fonctionnalités offertes mais, exception faite de certains systèmes de surveillance en continu, il est généralement bien loin d'être un élément important face aux autres coûts inhérents à la surveillance, comme les coûts de formation du personnel et de son encadrement technique, les coûts de constitution des fichiers cinématiques et les coûts récurrents de la collecte périodique et de l'interprétation des mesures.

Pour ces mêmes machines, en fonction des indicateurs sélectionnés et de la difficulté de prédéfinir la fréquence d'apparition des défauts redoutés, on choisira parmi les techniques de surveillance suivantes :

- **Le suivi des indicateurs « spécifiques roulements »** qui, selon la définition, ne devrait s'appliquer qu'à la surveillance des roulements, mais qui, en fait, sont des détecteurs de défauts induisant des chocs à distribution fréquentielle très étendue. Ceux-ci peuvent avoir d'autres origines que la dégradation d'un roulement comme ceux provoqués par un défaut de denture dans le cas d'une transmission par engrenages ou par la cavitation d'une pompe, ou encore par le fonctionnement normal d'un compresseur à vis ou d'une machine alternative. De plus la sensibilité de ces indicateurs

n'est jugée fiable que si la machine tourne à une certaine vitesse (vitesse au moins égale à plusieurs centaines de tours/minute).

- **Le suivi par indicateurs énergétiques « larges bandes »** dont la fiabilité peut être fortement entachée par les risques d'effet de masque (*cf.* chapitre 4) et dont la tendance est de ne révéler que les défauts qui induisent une énergie vibratoire élevée mais qui ne sont pas toujours les plus graves.
- **Le suivi par indicateurs « bandes étroites »** présente l'intérêt de réduire très sensiblement les risques d'effet de masque à condition que les manifestations vibratoires des principaux défauts soient identifiables dans des bandes de fréquences différentes. Il s'agit d'un mode de suivi très fiable pour la surveillance des pompes, ventilateurs et autres machines à chaîne cinématique simple.
- **Le suivi d'évolution de la distribution spectrale de l'énergie du signal par dépassement de gabarits définis** à partir d'une signature vibratoire de référence est la méthode de surveillance la plus fiable, à condition que les résolutions et les bandes d'analyse aient été correctement déterminées en fonction de la cinématique de la machine à surveiller et des images des manifestations vibratoires des défauts susceptibles de l'affecter.

À noter

Un seul indicateur scalaire large bande est souvent insuffisant pour identifier et suivre l'évolution d'un défaut. En effet, le processus de dégradation d'une machine est souvent complexe et ne peut être représenté que par le suivi d'évolution de plusieurs indicateurs, comme l'illustre l'exemple ci-dessous.

Exemple

En s'aggravant, un déséquilibre risque d'induire des desserrages. Ces derniers, à leur tour, peuvent provoquer un désalignement, qui peut avoir pour effet de déverser une bague de roulement, et entraîner une dégradation rapide de l'accouplement. Le déversement d'une bague de roulement va conduire rapidement à une usure des pistes ou à un écaillage par fatigue, à cause des contraintes excessives exercées sur ces dernières par les éléments roulants à cause du déversement. La dégradation de l'accouplement va induire des anomalies au niveau de l'engrènement.

Le niveau vibratoire large bande exprimé en mm/s induit par le balourd n'est quasiment pas affecté par le desserrage de palier et le délignage qu'il génère à cause de l'effet de masque que le balourd induit. De même, le niveau vibratoire induit par le déversement d'une bague de roulement étant très faible devant celui induit par les trois défauts précédents, n'aura lui aussi aucun impact sur la valeur de cet indicateur, tout comme le jeu d'accouplement et la perturbation de l'engrènement qu'il engendre.

Autrement dit, à cause des effets de masque, l'apparition de tous ces défauts à la suite du défaut principal peut passer totalement inaperçue si la surveillance repose sur le seul suivi de l'amplitude efficace large bande de la vitesse vibratoire. L'action corrective d'équilibrage peut être reportée en absence d'évolution significative de cet indicateur. À moins de suivre l'évolution du couple instantané par analyse du courant statorique, la dégradation de l'accouplement n'aura un impact significatif sur le niveau de l'accélération large bande que lorsqu'il y aura choc à chaque rattrapage du jeu angulaire ou quand le stade de dégradation de l'accouplement sera déjà très avancé. Seule la dégradation du roulement va augmenter de manière très significative la valeur de cet indicateur.

Cet exemple montre bien que l'apparition d'un défaut, puis l'évolution des dégradations qu'il peut engendrer, nécessite de disposer plusieurs indicateurs et que l'énergie vibratoire induite tout au long de ce processus de dégradation va augmenter en se concentrant tantôt en basses fréquences, tantôt en moyennes ou en hautes fréquences.

6.4.2 La surveillance par diagnostics périodiques

Pour les machines surveillées uniquement par diagnostics périodiques, (cf. chapitre 4), le choix des techniques ne peut être prédéterminé. En effet, leur mise en œuvre sera décidée en fonction des observations faites par l'opérateur au fur et à mesure de l'avancement des analyses. Cependant, pour envisager à quoi expose ce choix en matière de formation et de matériel de mesure, il est nécessaire de connaître les différentes étapes d'un diagnostic, qui sont :

■ L'étude approfondie de la cinématique de l'installation et l'établissement de sa fiche cinématique complète

Cette étude permet de :

- **connaître** les composantes cinématiques de base sur lesquelles des traitements spécifiques seront effectués ;
- **déterminer** les plages d'analyses et les résolutions nécessaires à l'identification de l'ensemble des phénomènes vibratoires provoqués par les défauts susceptibles d'affecter l'installation considérée.

■ La prise de mesure

Elle est effectuée systématiquement sur chaque palier selon deux ou trois directions orthogonales, en fonction des conditions d'accessibilité. Les conditions d'exploitation sont scrupuleusement notées : vitesse de la machine, charge, débit, puissance du moteur, température...

■ La recherche de phénomènes de modulation

La recherche de l'existence de bandes latérales de modulation autour de chaque composante cinématique de base (fréquence de rotation, d'engrènement, d'encoches, d'ailettes...) est systématique. Elle met en œuvre des techniques de traitement du signal appropriées : zoom, cepstre, démodulation d'amplitude/fréquence/phase...

■ La recherche de chocs

La recherche de l'existence de chocs à caractère aléatoire ou périodique est systématique.

■ La détermination des fréquences de répétition des chocs

Elle est systématique et met en œuvre des techniques appropriées : cepstre et démodulation des fréquences propres des principaux modes d'organes ou de structure excités.

■ L'identification de l'origine cinématique des chocs et des phénomènes de modulation

■ La détermination des déphasages relatifs

Si on éprouve le besoin de lever un doute sur la nature directionnelle ou rotative d'un effort, on déterminera les déphasages relatifs entre les composantes de la fréquence de rotation issues des mesures prises selon deux directions orthogonales sur un même palier, ou des mesures prises selon une même direction sur deux paliers consécutifs de la ligne d'arbres.

■ L'analyse du mouvement de la ligne d'arbres dans ses paliers (dans le cas de paliers fluides)

Si nécessaire, on procède à l'analyse du mouvement relatif de la ligne d'arbres et/ou de ses paliers en visualisant la déformée et, pour chaque palier, en visualisant l'orbite du mouvement radial de l'arbre ou du palier.

■ L'identification des anomalies

Elle se fait à partir de la connaissance des images vibratoires des défauts (*cf.* chapitre 5), de l'historique des défaillances de l'installation et des conditions

d'exploitation. Étape la plus délicate du diagnostic, elle nécessite une grande expérience, même si les étapes précédentes (traitement du signal) sont fondamentales.

Rappel

L'association « défaut-image vibratoire » n'est pas une application bijective : un même défaut peut induire des images vibratoires différentes. À une image vibratoire, correspondent souvent plusieurs défauts de nature différente (cf. chapitre 5). Il est donc indispensable de formuler une hypothèse et de la valider après avoir vérifié qu'aucune image vibratoire ou aucun résultat ne vient la contredire.

Le cas échéant, une autre hypothèse devra être formulée et, ainsi de suite, jusqu'à l'obtention de la bonne solution. La validation d'une hypothèse nécessite parfois de procéder à une nouvelle série d'analyses en faisant varier certaines conditions de fonctionnement (vitesse, température, charge...). Dans certains cas, une analyse modale sera nécessaire pour dire s'il s'agit d'un défaut réel ou de l'amplification d'une anomalie mineure (déséquilibre ou déalignement résiduel admissible...) par une résonance de structure.

■ L'analyse de la sévérité des anomalies

Elle est réalisée en fonction :

- des niveaux vibratoires (critères du constructeur, normes, expérience de l'opérateur...) ;
- de l'évolution des mesures, des images et des analyses comparées aux « signatures » initiales, établies lors de la mise en service de l'installation ou lorsque l'installation pouvait être considérée en bon état ;
- des évolutions des indicateurs si l'installation considérée fait également l'objet d'une surveillance par suivi d'indicateurs ;
- des conséquences prévisibles de l'anomalie identifiée sur le fonctionnement de la machine.

Cette démarche d'analyse de la sévérité doit permettre :

- de localiser, voire d'identifier le défaut (jeu au niveau du clavetage de la roue de 121 dents de l'arbre PV du réducteur, rupture de barres rotatives...) ;
- d'en estimer la gravité ;
- de prendre une décision (continuer à exploiter sous suivi périodique rapproché, arrêt immédiat ou préparation d'actions correctives lors du prochain arrêt de production qui doit avoir lieu dans x jours...).

Le principe et la complexité du diagnostic étant fondamentalement différents de ceux de la surveillance par suivi d'évolution d'indicateurs, il convient d'être particulièrement prudent avant de s'engager dans cette voie. Pour cela, il faut s'assurer que :

- le matériel utilisé pour le traitement des mesures, depuis le signal enregistré par le capteur jusqu'à l'exploitation de l'image vibratoire, soit à même d'effectuer l'ensemble des opérations utiles à la démarche ;
- l'opérateur possède la formation et l'expérience nécessaires à la reconnaissance des défauts et à l'estimation du degré d'urgence de l'intervention.

Généralement, le diagnostic est une stratégie de surveillance confiée à un spécialiste confirmé, que ce soit en interne ou en sous-traitance.

6.5 Finalisation du choix de stratégie

Ce choix final dépendra :

- du rapport coût de la surveillance/coût réel de la panne redoutée ;
- de la fiabilité recherchée, souvent liée au caractère plus ou moins stratégique de la machine ;
- de l'option cruciale prise au départ :
 - de suivre, jusqu'à un certain seuil, l'amplitude vibratoire avec, selon la technique choisie, la possibilité de détecter un certain nombre de défauts présumés (surveillance par suivi d'évolution d'indicateurs) avec le risque d'effet de masque et l'impossibilité d'observer les phénomènes de modulation que cela implique, ce qui limite l'intérêt d'un tel suivi sur les machines à cinématique complexe ;
 - d'« ausculter » les signaux vibratoires dans le but de détecter un maximum d'anomalies, au stade le plus précoce possible, présumées ou non (surveillance par diagnostic périodique).

En théorie, une surveillance par diagnostic périodique peut être envisagée, mais son coût, à périodicité égale, est à l'heure actuelle sans commune mesure avec celui d'une surveillance plus traditionnelle. Utiliser ce type de stratégie pour surveiller un parc important de machines n'est donc généralement pas retenu, mais cette donnée peut sans doute rapidement être remise en cause avec l'arrivée de systèmes d'aide au diagnostic capables de rechercher, de manière systématique et automatique dans le signal, toutes les images

vibratoires de l'ensemble des défauts susceptibles d'affecter chaque machine. Un grand pas dans ce sens est franchi par l'arrivée programmée des collecteurs de signaux temporels multivoies.

Aujourd'hui, le diagnostic périodique est choisi pour la surveillance :

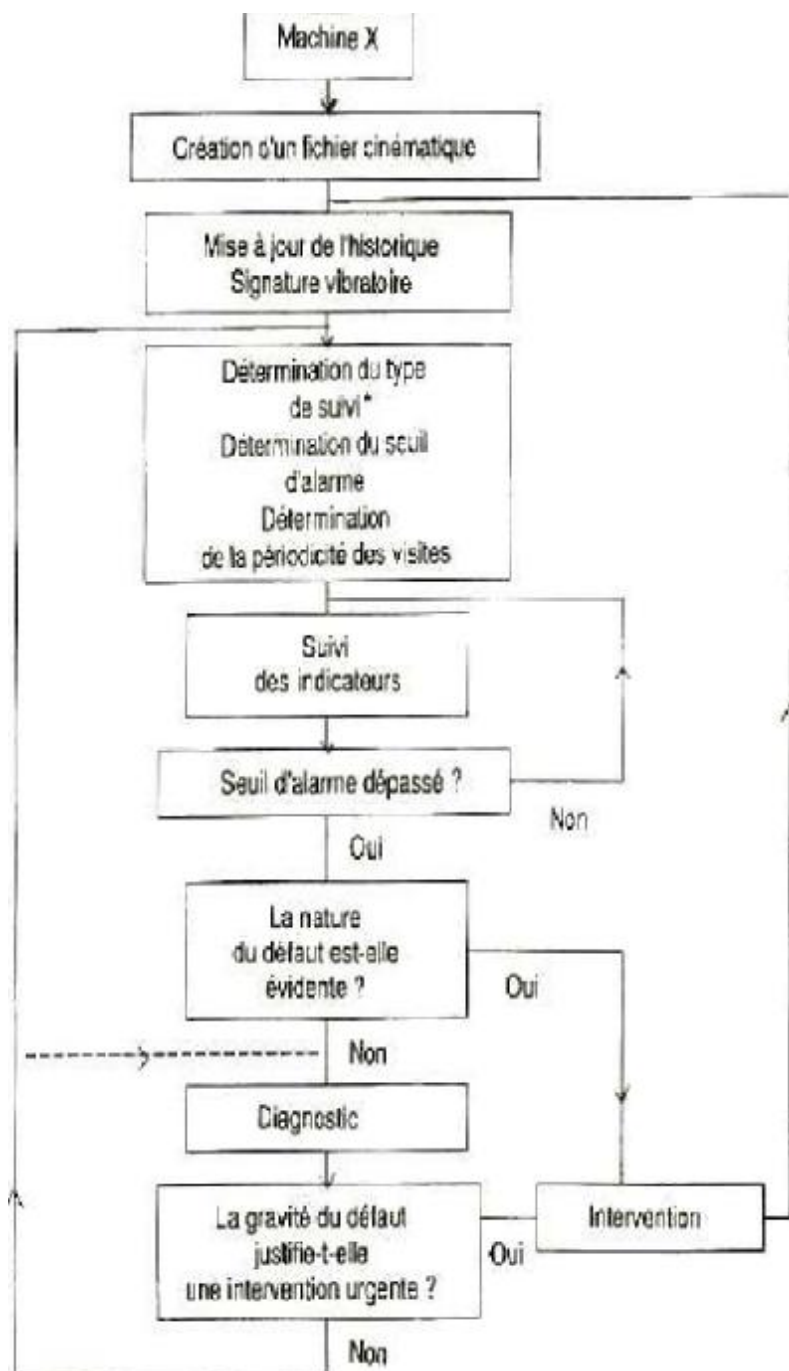
- d'installations stratégiques à cinématique complexe (réducteurs, multipliateurs, boîtes de vitesses, compresseurs à vis...) ;
- des roulements des paliers des lignes d'arbres à faible vitesse de rotation (par exemple, broyeurs à boulets, fours rotatifs, laminoirs, cylindres sécheurs et sections « presses » de machines à papier), pour lesquels les techniques de surveillance par indicateurs énergétiques larges bandes sont peu fiables.

Bien souvent, pour une même machine, on emploie une stratégie mixte de surveillance, c'est-à-dire qu'on emploie alternativement les deux stratégies de surveillance : la surveillance par indicateurs énergétiques simples et le diagnostic, selon l'un des deux modèles suivants :

- Premier modèle. En premier lieu, on utilise un mode de surveillance par suivi d'indicateurs calculés dans des bandes fréquentielles plus ou moins étendues avec une périodicité donnée jusqu'à ce que les valeurs de ces indicateurs atteignent des seuils prédéfinis (méthode de criblage). Puis, pour trouver l'origine et la gravité du défaut redouté (figure 6.3), un diagnostic est effectué et de nouveaux indicateurs sont éventuellement définis en fonction des anomalies identifiées afin de fiabiliser la surveillance jusqu'à ce qu'une action corrective soit décidée.
- Second modèle. Un diagnostic préalable de la machine avant sa mise sous surveillance est effectué. Si l'existence de défauts naissants est révélée, on définit des indicateurs de surveillance particuliers, sensibles aux manifestations dynamiques des défauts qui viennent d'être révélés (figure 6.4).

À retenir

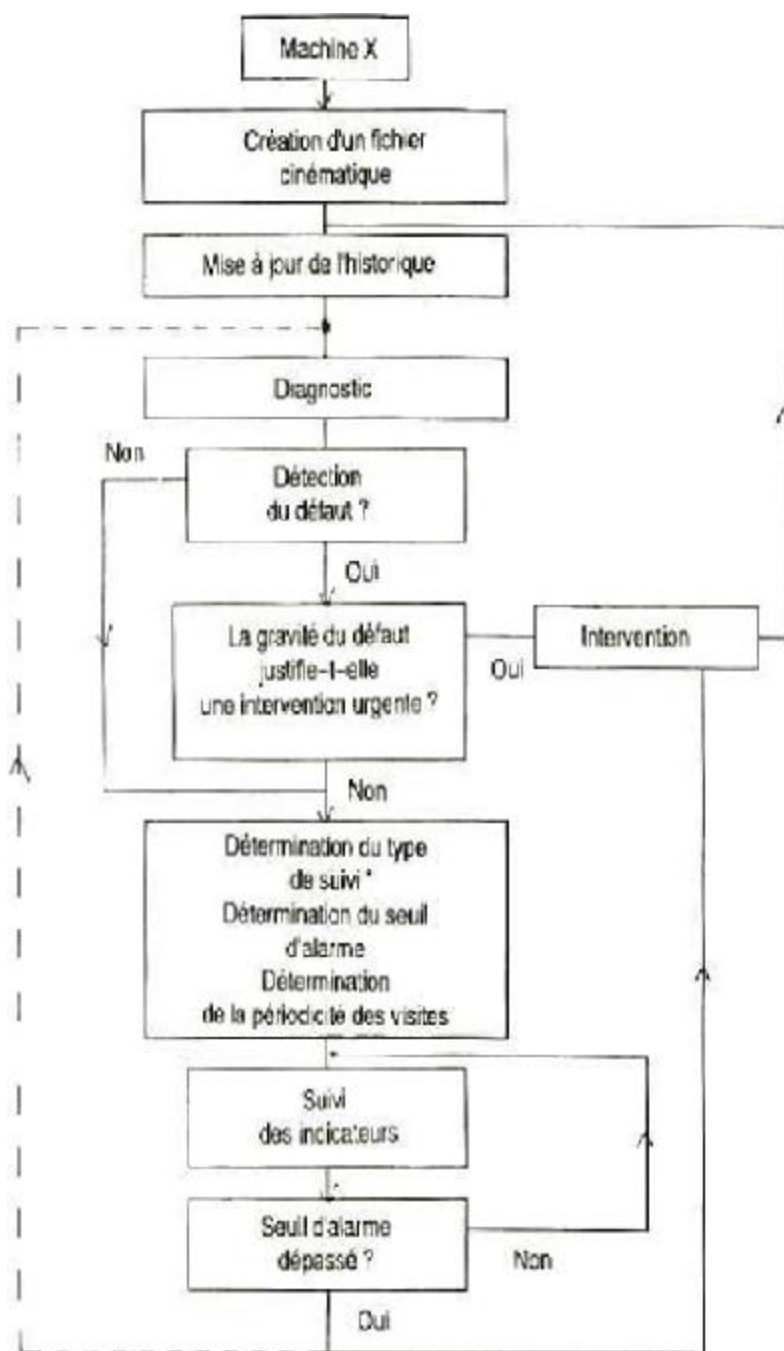
En commençant par faire le point sur l'« état de santé » de la machine dont on sait peu de chose (une surveillance dès la mise en service est rare), le second modèle présente l'énorme avantage de fournir à l'opérateur les valeurs de référence qui lui seront utiles par la suite.



* Divers types de suivi sont possibles :

- le suivi par indicateurs « large bande » ou bandes de fréquences ;
- le suivi par évaluation des formes spectrales et par comparaison avec des gabarits.

Figure 6.3 – Stratégie mixte de surveillance : premier modèle.



* Divers types de suivi sont possibles :

- le suivi par indicateurs « large bande » ou bandes de fréquences ;
- le suivi par évaluation des formes spectrales et par comparaison avec des gabarits.

Figure 6.4 – Stratégie mixte de surveillance : second modèle.

6.6 Définition de la périodicité du suivi

6.6.1 La surveillance permanente

Pour ce mode de surveillance, appelé aussi monitoring ou surveillance on line, les capteurs sont installés à demeure sur la machine. Initialement destiné à assurer la sécurité d'un équipement par son arrêt immédiat en cas de dépassement du seuil de danger par la valeur d'un indicateur, ce mode de surveillance évolue de plus en plus, en parallèle avec les évolutions techniques des systèmes d'acquisition multivoies, de la micro-informatique et la réduction des coûts des capteurs et de transmission de données, vers une forme de surveillance adaptée aux concepts de maintenance conditionnelle, voire de maintenance prévisionnelle.

Du fait de la multiplicité du nombre de capteurs utilisés, ce mode de surveillance, qui nécessite un investissement initial important, était historiquement réservé aux machines stratégiques ou dangereuses :

- dont on connaît bien le processus de dégradation et pour lequel on a pu définir un indicateur parfaitement représentatif du défaut et un seuil bien connu. Le meilleur exemple étant le suivi du balourd dû à l'encrassement du panier d'une centrifugeuse ou de la turbine d'un ventilateur.
- dont la vitesse de dégradation peut être très rapide et incompatible avec une surveillance périodique. C'est notamment le cas des turbomachines, dont la vitesse de rotation est élevée et pour lesquelles une rupture de film d'huile ou l'apparition d'une instabilité de palier ou d'un balourd thermique risquent de détruire quasi instantanément le rotor.

Pour des raisons économiques, cette surveillance permanente, essentiellement axée sur la sécurité, a été longtemps limitée au suivi d'évolution d'un seul indicateur large bande ou bande étroite, issu souvent d'un seul capteur par palier.

Avec la chute des prix des capteurs et des cartes d'acquisition et la forte diminution des coûts de câblage grâce à la numérisation du signal le plus près possible du capteur, voire à l'intérieur même de ce dernier, et au transfert des données par réseau interne, la surveillance permanente en temps réel ou par multiplexage va avoir vraisemblablement tendance à fortement se développer dans les années à venir. Les possibilités offertes par ces produits basés sur de nouveaux concepts, intégrant à la fois les exigences de la sécurité, de la maintenance prévisionnelle et une meilleure maîtrise de la conduite du procédé

par la prise en compte des interactions électromécaniques avec ce dernier, deviennent de plus en plus étendues, tant dans le domaine du traitement des signaux et de la définition d'indicateurs de surveillance élaborés que dans celui du transfert de données et du pilotage d'acquisition à distance.

Rappelons cependant que, depuis plus de deux décennies, des systèmes assurent déjà, dans le monde entier, la surveillance selon ces principes d'un grand nombre de machines à papier ou de laminoirs à partir de signaux délivrés par plusieurs centaines de capteurs (accéléromètres, capteurs de pression, capteurs de courant, jauges d'épaisseur, de grammage...). Cette surveillance sert néanmoins généralement plus à assurer la qualité de la production que la fiabilité de la machine.

■ Avantages de la surveillance permanente

- un suivi permanent des valeurs des indicateurs choisis,
- une détection possible des défauts à évolution rapide,
- une association possible et facile avec d'autres paramètres procédés : température, vitesse, charge, intensité absorbée, pression...,
- un arrêt automatique de l'installation, envisageable sur alarme,
- la possibilité de centraliser les données visualisées en salle de contrôle.

■ Inconvénients de la surveillance permanente

Les principaux inconvénients, indépendamment du coût de l'investissement initial, concernent principalement les systèmes de surveillance peu évolués destinés beaucoup plus à assurer la sécurité de l'équipement que sa maintenance prévisionnelle :

- la méconnaissance de l'origine exacte du défaut ayant déclenché une alarme ou l'arrêt si l'indicateur scalaire ou les indicateurs choisis sont des indicateurs larges bandes,
- la difficulté de recherche du ou des indicateurs réellement significatifs du défaut surveillé,
- le risque d'effet de masque,
- une obsolescence rapide des systèmes on-line liée à la vitesse des évolutions techniques dans ce domaine,
- la génération fréquente de fausses alarmes qui décrédibilisent rapidement le système de surveillance auprès de l'exploitant, qui le met souvent hors service ou élève sensiblement les seuils,

- et pour tout système quel que soit son degré de sophistication : le coût de sa maintenance et surtout celui du remplacement des capteurs, câbles et connecteurs, qui supportent souvent très mal le manque de soin de la part des équipes qui assurent la maintenance et les réparations, souvent sous la contrainte de l'urgence.

6.6.2 La surveillance périodique

Les mesures sont effectuées par un opérateur à échéance programmée, à l'aide d'un appareil portable le plus souvent informatisé appelé « collecteur de données ».

Ce type d'appareil permet de mettre sous surveillance un grand nombre de machines pour un coût initial faible, puisque l'investissement en capteurs, câbles et connecteurs est réduit (un seul capteur et un seul câble suffisent).

Les valeurs des indicateurs mesurées ou calculées sont stockées automatiquement dans la mémoire du collecteur, puis transférées à l'issue de chaque collecte dans celle d'un micro-ordinateur, afin d'être analysées.

La périodicité des collectes est déterminée pour chaque machine surveillée en fonction des critères suivants :

- sa criticité dans le procédé,
- sa vitesse de fonctionnement,
- l'historique des pannes qui l'ont affectée,
- son état de vétusté,
- l'expérience acquise sur des machines de même type,
- le calendrier des arrêts programmés de production,
- la durée de vie statistique des pièces d'usure,
- les moyens matériels et humains dont dispose le service.

Cette périodicité est modifiée au fur et à mesure de l'expérience acquise pour chaque machine surveillée. Elle doit être réduite (contrôles plus fréquents) lorsque le seuil d'alarme a été franchi, de façon à mieux suivre l'évolution de l'anomalie en cours de développement.

■ Avantages et inconvénients de la surveillance périodique

Le principal avantage de la surveillance périodique sur la surveillance continue est le faible coût de l'investissement de base au regard du nombre de machines qui peut être surveillées avec un seul appareil et un ou deux capteurs. Les principaux inconvénients sont :

- le risque d'apparition entre deux collectes d'un défaut engageant un processus de dégradation rapide et qui risque d'entraîner une panne avant la collecte suivante,
- un historique d'évolution d'indicateurs bien moins riche que dans le cas d'une surveillance permanente, et qui est donc beaucoup plus difficile à interpréter lorsqu'un processus de dégradation est engagé,
- une périodicité et un coût de fonctionnement qui dépendent fortement de la fiabilité recherchée,
- les charges salariales inhérentes aux collectes périodiques et aux analyses de ces dernières.

La nécessité de se déplacer auprès de la machine est à la fois un inconvénient, puisqu'elle implique une démarche spéciale, et un avantage, car elle est prétexte à observer de visu de nombreux phénomènes complémentaires à l'analyse des vibrations (déport de bande, fuite d'huile, porte de visite mal fermée, bruit anormal, échauffement d'un palier...).

■ Domaine d'application de la surveillance périodique

La surveillance périodique est, en général, réservée aux machines pour lesquelles :

- le risque d'apparition d'un processus de dégradation brutal est très faible,
- la sécurité des personnes ou de l'environnement ne représentent pas un facteur de risque déterminant et permanent,
- la surveillance à des fins de maintenance nécessite de nombreux indicateurs et l'utilisation de techniques complexes d'analyse.

Elle convient bien à la surveillance des machines à paliers antifrictions et à chaîne cinématique simple ou complexe à vitesse de rotation rapide ou lente.

La surveillance périodique peut être également utilisée pour les machines qui sont surveillées en continu à partir d'un nombre très restreint d'indicateurs, afin d'étendre la finalité de la surveillance sécuritaire aux exigences de la maintenance.

■ Choix du type de surveillance

Ce choix peut être facilité par l'utilisation de l'algorithme présenté en figure 6.5. Une fois la fréquence des contrôles définie, les machines ayant la même périodicité de mesures sont généralement regroupées dans une « route de collecte » et placées dans l'ordre logique du parcours de la visite.

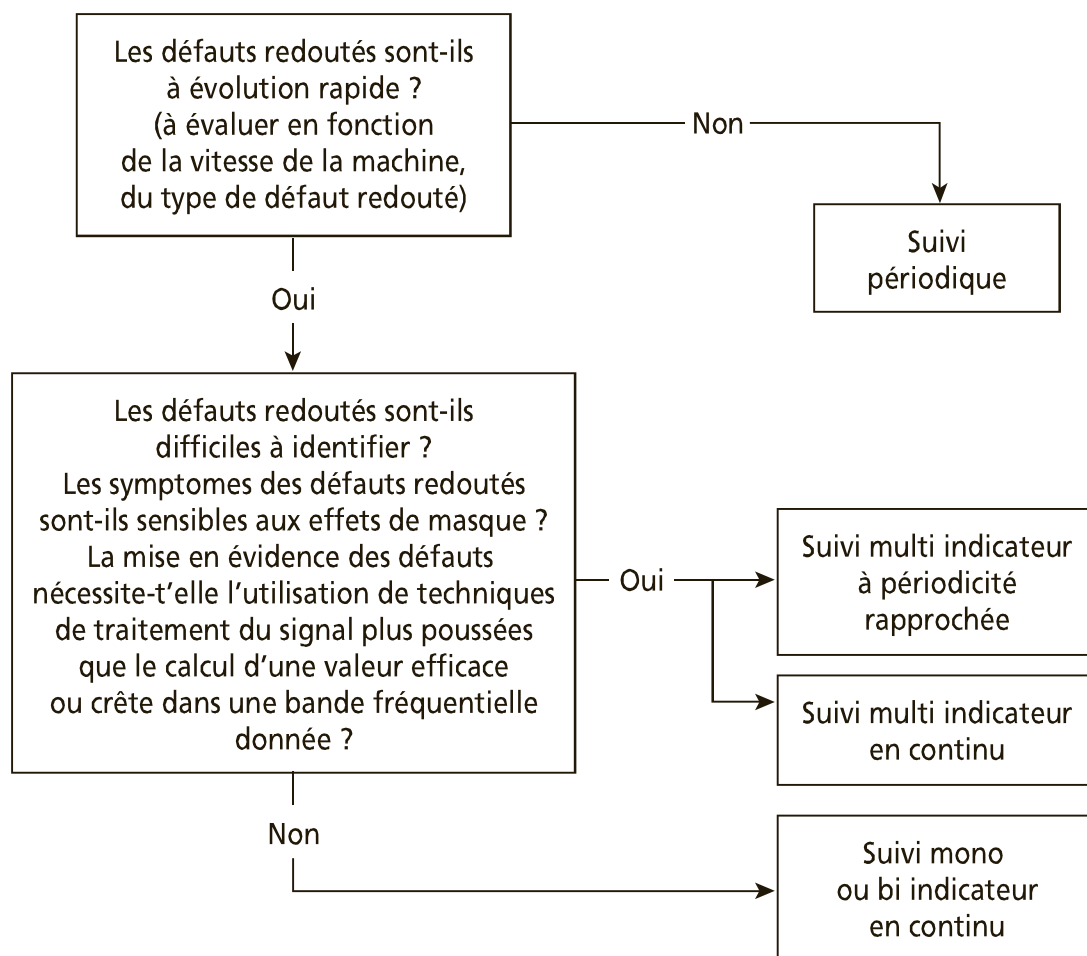


Figure 6.5 – Algorithme décisionnel du choix du mode de surveillance (périodique ou permanente).

6.7 Détermination des emplacements et du nombre de points de mesures

Comme nous l'avons évoqué au § 6.3, les principales anomalies recherchées sur les machines tournantes affectent généralement les parties tournantes elles-mêmes, inaccessibles en fonctionnement (à moins d'utiliser des capteurs associés à un système de télémesures ou des capteurs de déplacement relatif). Les mesures seront effectuées le plus souvent **au droit des paliers**, c'est-à-dire sur les parties fixes les plus directement en relation avec la partie mobile et les forces dynamiques qu'elle engendre. Des mesures pourront cependant être

effectuées au niveau des points d'ancrage de la machine si des desserrages ou des défauts de liaison avec sa fondation sont suspectés.

La vibration étant l'image de la résultante d'un ensemble de forces dynamiques, il est normal d'effectuer la prise de mesures suivant **la direction** de celle-ci. Les efforts appliqués sont de deux types, les efforts tournants et les efforts directionnels.

6.7.1 Les efforts tournants

Ce sont les efforts liés à la rotation de l'arbre, générés par exemple par un balourd ou un désalignement. En tournant avec le défaut, ils auront le même effet dans toutes les directions du plan radial. Cependant, du fait que la réponse du palier soit souvent plus importante pour l'axe vertical de la machine. En raison d'une raideur de l'ossature souvent plus forte selon cette direction, les amplitudes vibratoires des composantes dues à ce défaut sont généralement plus élevées en direction horizontale. Par contre, l'augmentation relative de l'amplitude de ces composantes avec l'évolution du défaut sera quasi identique pour ces deux directions.

6.7.2 Les efforts directionnels

Ce sont les efforts liés à une contrainte de l'arbre, générés par exemple par la tension d'une courroie de transmission (effort directionnel radial), ou par le contact d'un engrenage conique ou hélicoïde (effort directionnel axial). Contrairement aux efforts tournants, ces efforts se manifestent uniquement dans le sens de la contrainte et de ce fait devront être mesurés suivant la direction de celle-ci et au plus près de sa zone d'action.

Ce type de défaut n'étant généralement pas connu a priori et le type d'effort généré étant souvent un mélange d'efforts tournants et directionnels, il convient, selon les possibilités réelles de la prise de mesure propres à la machine surveillée, d'appliquer les règles générales ci-dessous.

■ Règle n° 1

Pour chaque palier (figure 6.6), les emplacements choisis pour placer les capteurs devront permettre :

- Une mesure radiale horizontale effectuée du côté de l'effort principal imprimé à l'arbre, c'est-à-dire du côté de la zone de charge du roulement,
- Une mesure radiale verticale,
- Une mesure axiale.

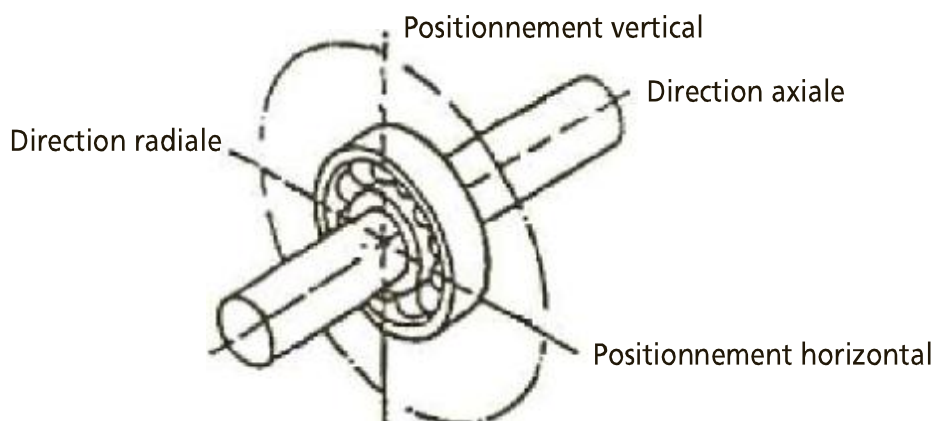


Figure 6.6 – Choix directionnel pour la prise des mesures

Les mesures faites selon ces trois directions sont impératives pour établir la signature initiale de la machine et pour mettre en place le programme de surveillance. Ces signatures « tri dimensionnelles » serviront de référence pour la fixation des seuils ; elles devront être réitérées à chaque remise en service après une intervention corrective et à chaque diagnostic, qu'il soit ponctuel ou périodique. Cependant, par souci d'économie, mais avec une perte sensible de la fiabilité, on peut parfois, sur des machines non stratégiques pour la production, limiter la prise des mesures radiales à une seule direction. On conservera généralement la direction radiale horizontale pour des questions de raideur, sauf pour les machines pour lesquelles il existe un effort directionnel avéré comme la tension des courroies ou la force de pression des engrenages (voir figures 6.7 et 6.8) et pour lesquelles on gardera la mesure radiale la plus proche de cette contrainte.

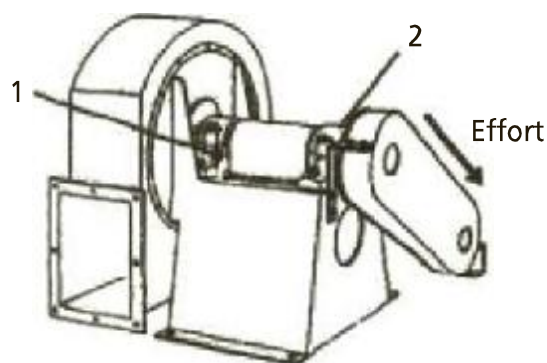


Figure 6.7 – Choix du sens des points et directions de mesures sur un palier dans le cas d'une transmission à courroies.

Dans ce cas, la mesure radiale supprimée ne sera plus effectuée qu'en cas d'alarme sur une autre direction, alarme qui amènera à utiliser la procédure applicable au diagnostic, c'est-à-dire à refaire la mesure dans les trois directions.

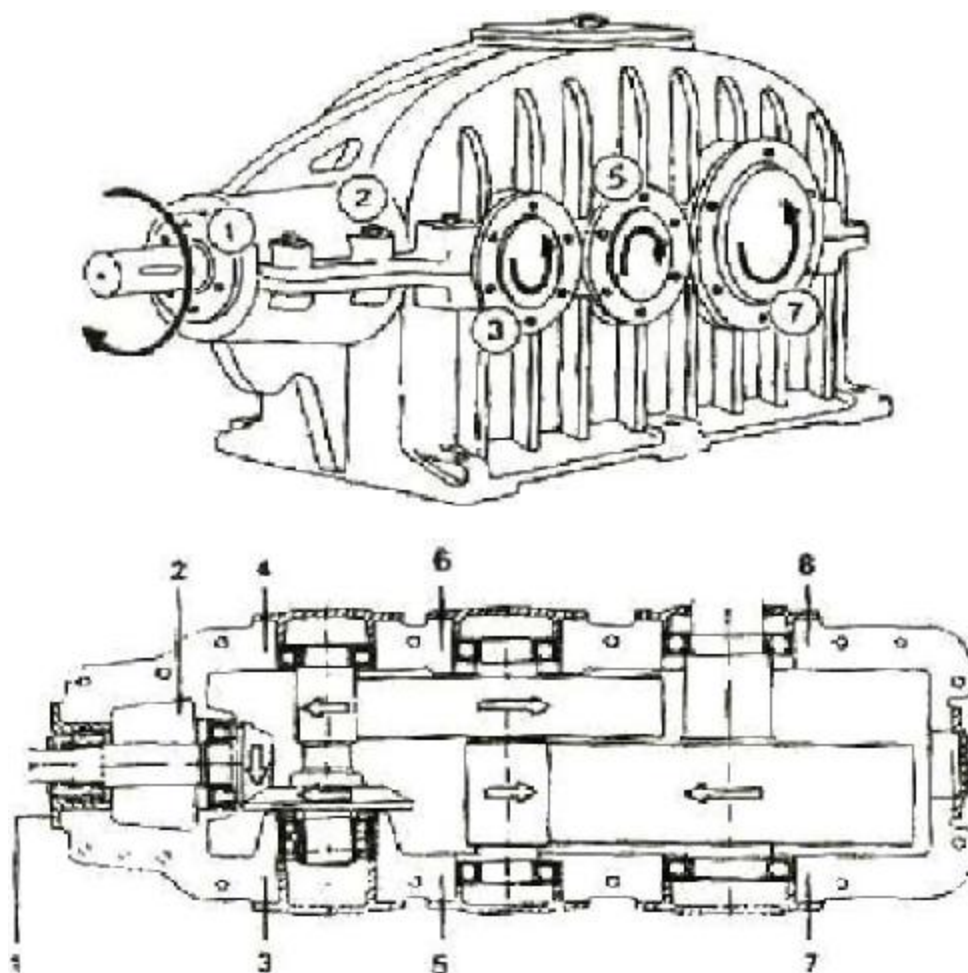


Figure 6.8 – Choix des points de mesure avec prise en compte de la directivité des efforts d'engrènement d'un réducteur.

Remarque

Les mesures en direction axiale sont effectuées le plus souvent uniquement sur les paliers qui assurent le maintien axial de l'arbre (paliers butées). Cette pratique apparemment de bon sens s'avère parfois dangereuse. En effet, le palier guide peut, dans certains cas de dysfonctionnements (désalignement entraînant un déversement de bague d'un roulement à rouleaux cylindres, grippage axial de la bague externe d'un roulement dans son logement bloquant ainsi la dilatation de

l'arbre...), devenir également une butée. Il en résulte des efforts axiaux qui plaquent les flancs des rouleaux contre la cage et les épaulements de guidage. Les surfaces en contact n'étant plus lubrifiées, un grippage se produit sur les faces de rouleaux ou sur les faces des épaulements de guidage avec, pour conséquence, l'écaillage de ces derniers, et/ou la fissuration des éléments roulants. L'énergie vibratoire induite par le roulement est considérablement plus élevée sur le palier guide en direction axiale qu'en direction radiale et, de ce fait, ce type de défaut ne sera identifié que très tardivement si les mesures sont effectuées seulement en direction radiale.

■ Règle n° 2

Les capteurs seront placés sur des surfaces rigides, en liaison mécanique aussi directe que possible avec l'élément mobile, c'est-à-dire le plus près possible des paliers, en limitant au minimum le nombre de pièces assurant l'interface entre l'arbre et le capteur (voir figure 6.9).

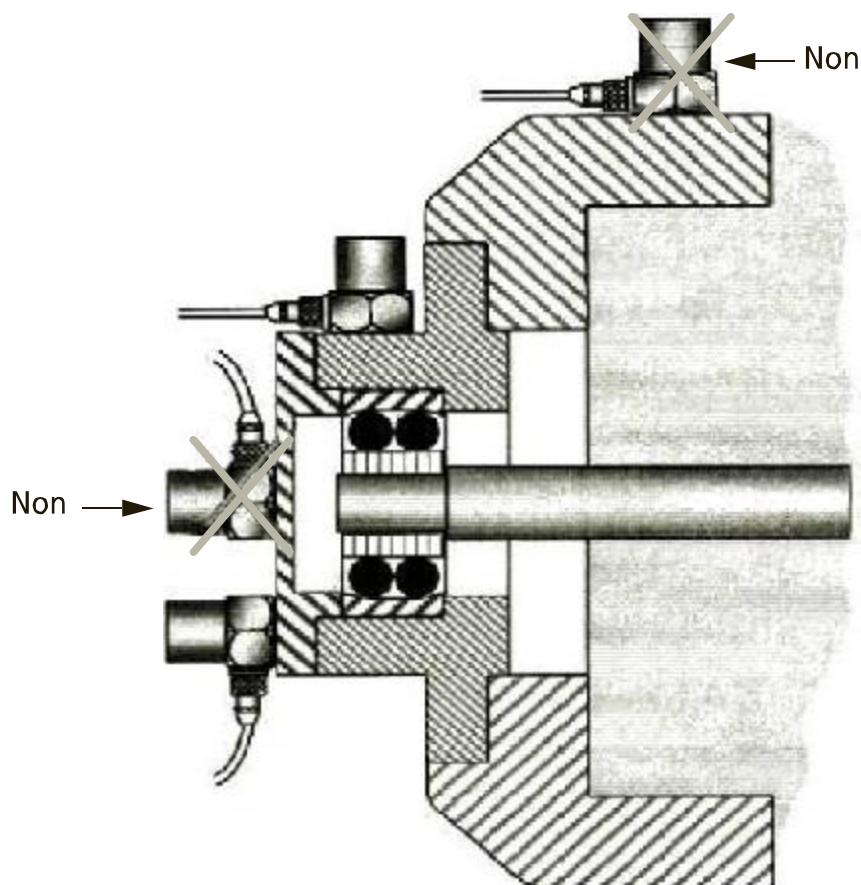


Figure 6.9 – Erreurs de positionnement à éviter.

■ Règle n° 3

Lorsque le palier est difficilement accessible de façon directe, la pose de capteurs reliés à un coffret de prise de mesures placé à l'extérieur est à envisager.

■ Règle n° 4

Pour les paliers placés sous double enveloppe comme les gaines de ventilateurs ou des turbines à gaz, les mesures devront être effectuées sur des points en liaison la plus directe possible avec le palier (figure 6.10).

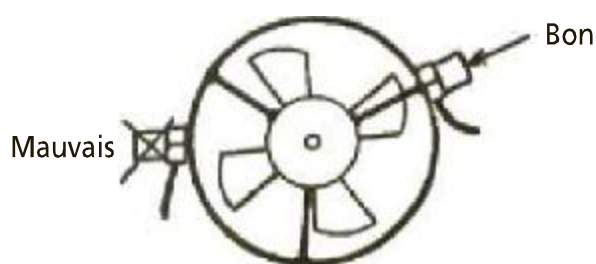


Figure 6.10 – Emplacement des mesures sur gaine et double enveloppe.

6.8 Estimation des coûts de surveillance et révision de la sélection

6.8.1 Choix des acteurs

La première question qui vient à l'esprit est de savoir s'il convient d'effectuer la surveillance en interne ou s'il est préférable d'en sous-traiter la réalisation. Ce choix sera fonction de :

- la disponibilité du service de maintenance de l'entreprise,
- la qualification et la formation du personnel,
- la réflexion sur le coût d'amortissement du matériel acheté (et vite techniquement dépassé),
- la fiabilité recherchée,
- la complexité des diagnostics à formuler.

Selon ces réponses, à l'aide du logigramme (figure 6.11), l'entreprise optera pour :

- une politique autarcique, en se dotant des moyens en hommes, formation et matériels capables de satisfaire en interne à tous les problèmes posés ;

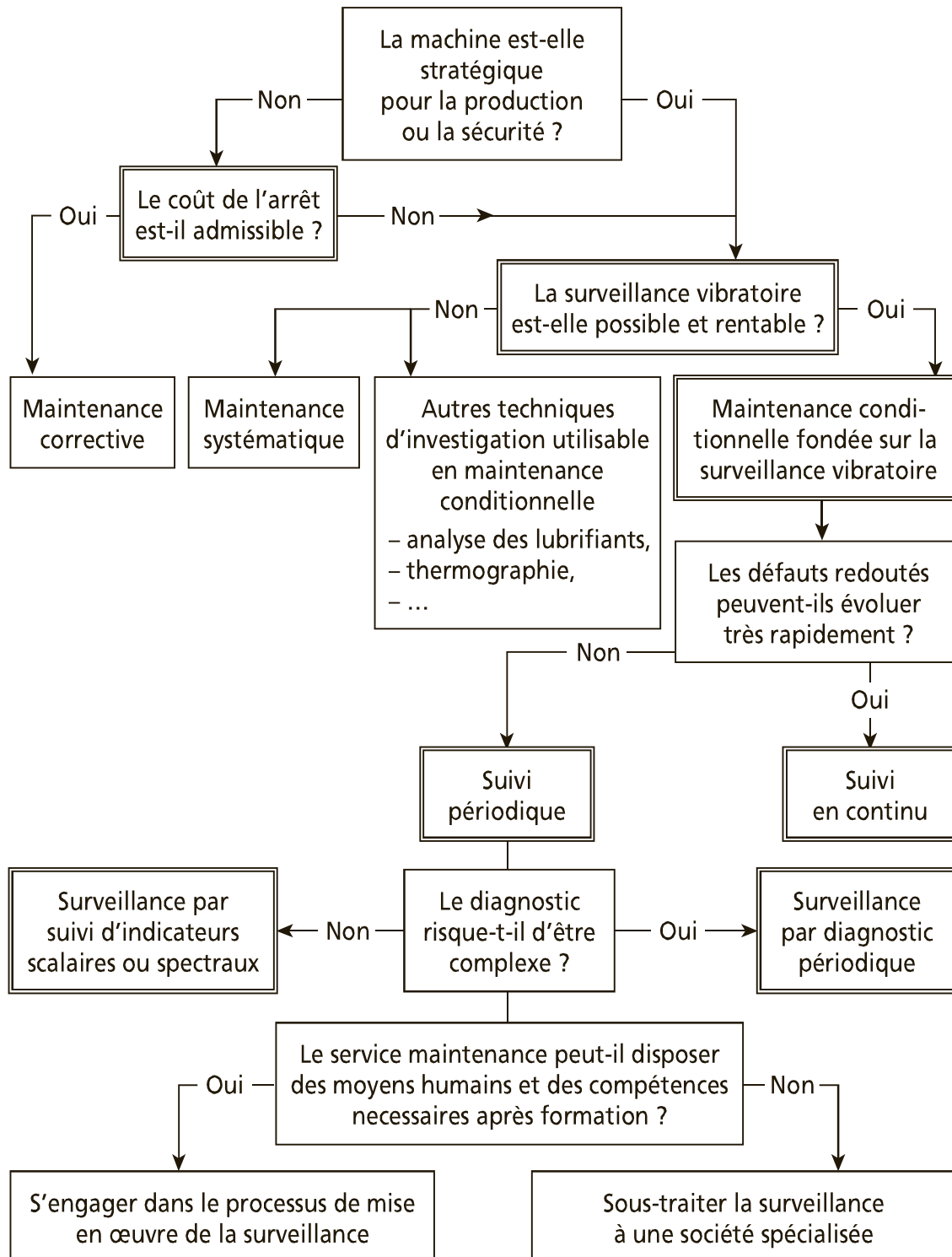


Figure 6.11 – Arbre de décision en matière de surveillance.

- une politique de sous-traitance complète de la surveillance par analyse des vibrations.

Cependant, face à ces deux extrêmes, deux compromis sont possibles :

- La maîtrise en interne de la surveillance des machines à cinématique simple et des diagnostics de premier niveau, et la sous-traitance de la surveillance des machines complexes et des diagnostics approfondis.
- La sous-traitance de la collecte des données et des interprétations primaires et la maîtrise en interne des diagnostics.

6.8.2 Choix du matériel de surveillance

Excepté le cas de la sous-traitance complète, l'entreprise devra se doter de matériels de surveillance. Ce choix devra être fait en fonction de la fiabilité désirée et du type de stratégie choisi (figure 6.12). Pour une surveillance périodique portant sur un parc de machines à chaîne cinématique simple à partir du suivi d'un nombre très restreint d'indicateurs scalaires larges bandes, l'investissement restera modeste et la formation pour la mise en œuvre sera rapide. S'il s'agit au contraire d'une surveillance beaucoup plus élaborée portant sur un parc de machines à chaîne cinématique complexe ou à très forte criticité, l'investissement sera plus conséquent mais c'est surtout le coût de la formation et de l'encadrement technique des opérateurs pour être opérationnels qui explosera. Une comparaison de ces coûts avec ceux d'une sous-traitance s'avérera très utile, voire indispensable.

Quel que soit le matériel de mesure sélectionné, le plus coûteux en terme d'investissement ne sera pas l'appareil acheté, mais la formation nécessaire à rendre les opérateurs opérationnels et les charges salariales à son utilisation. Les évolutions techniques de ces dernières années, l'augmentation considérable des capacités de stockage, la généralisation des traitements numériques et les stratégies commerciales des constructeurs de systèmes de surveillance périodiques ont fait exploser les possibilités d'investigation sans quasiment en affecter le coût. Le problème ne réside plus réellement aujourd'hui dans le coût du matériel mais dans celui de la formation et du niveau de compétence nécessaire pour l'utiliser au maximum des possibilités offertes. Il semblera donc bien souvent raisonnable de limiter l'investissement matériel/formation, tout au moins dans un premier temps, à la résolution en interne de 70 à 80 % des problèmes rencontrés, et de confier à des sociétés de sous-traitance spécialisées, possédant le matériel et surtout la compétence et l'expérience nécessaires, les 20 à 30 % restants.

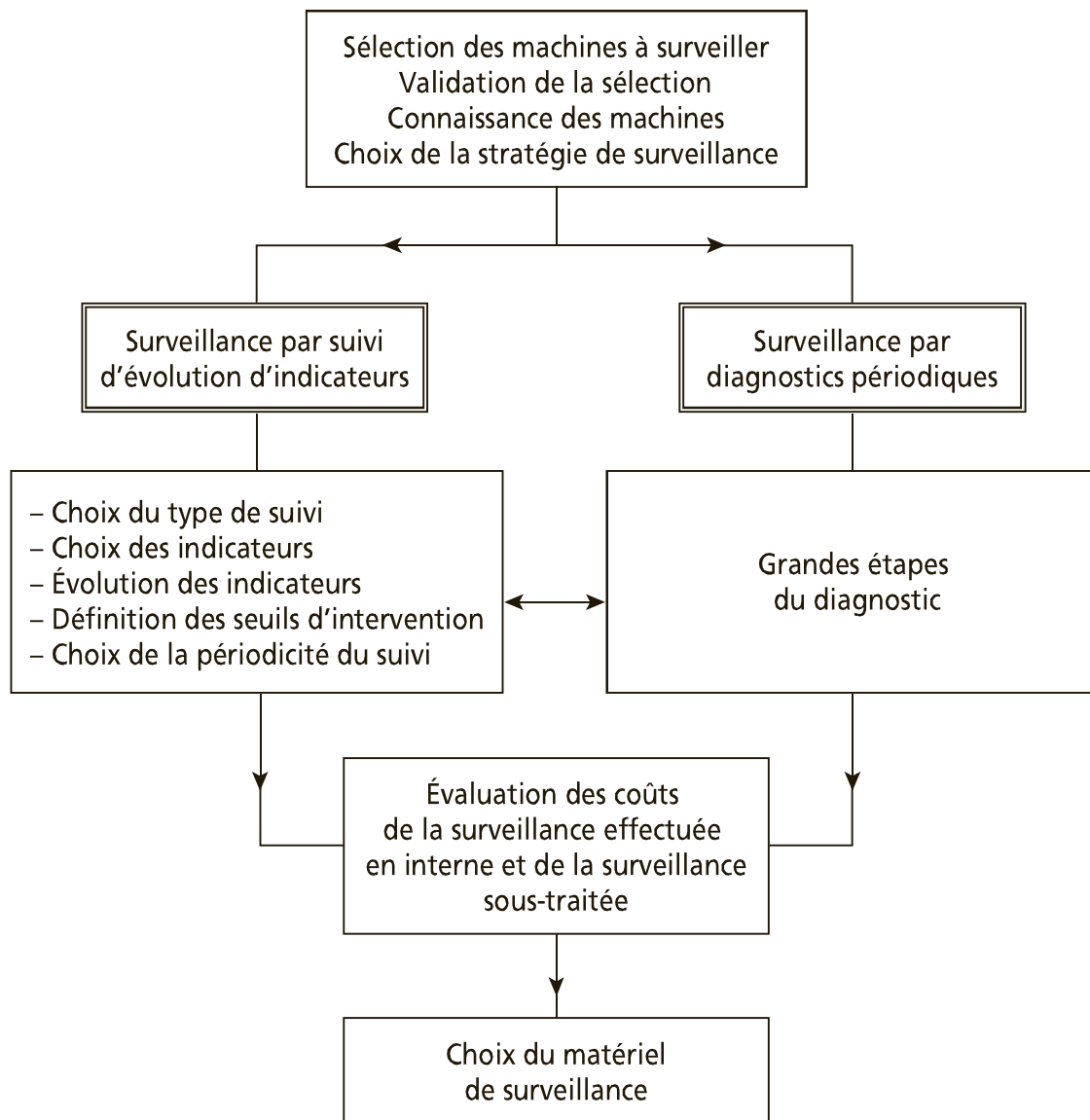


Figure 6.12 – Sélection technique du ou des matériels de mesure.

6.8.3 Confirmation de la sélection

Une fois les coûts de la surveillance envisagée estimés, et en fonction du budget de l'entreprise, il pourra s'avérer nécessaire, pour chaque machine, de :

- Vérifier la rentabilité de la surveillance en tenant compte du coût de la stratégie adoptée (dépistage, diagnostic ou panaché des deux) et de la périodicité des collectes à effectuer,

- Revoir la liste des machines à surveiller, en limitant ces techniques aux machines pour lesquelles la rentabilité est quasi assurée. Il est souvent judicieux de commencer par la surveillance de quelques machines simples pour lesquelles la rentabilité sera rapidement démontrée plutôt que de se lancer bille en tête dans la surveillance d'un parc étendu de machines pour lequel la rentabilité sera plus diluée,
- Réfléchir au temps que l'on se donne avant que la surveillance devienne opérationnelle.

Un bon moyen, utilisé par bon nombre de sociétés qui désirent prendre à leur compte la surveillance, est de confier un certain temps cette surveillance à un sous-traitant en y associant son futur responsable interne. Ainsi, sous réserve de choisir un sous-traitant reconnu, les mesures seront correctement paramétrées, la formation sera éminemment pratique et circonstanciée, et l'entreprise pourra vérifier la pertinence de la surveillance et du matériel utilisé avant de se lancer dans l'aventure.

Phase 2 : Démarrer la surveillance

6.9 Préparation et prise des mesures

6.9.1 Initialisation des données

Dès l'instant où l'on aura décidé de travailler sur des opérations programmées, il faudra entrer sur ordinateur les données nécessaires aux différentes opérations à faire selon les modalités arrêtées précédemment. Ces données devront être les plus complètes et les mieux renseignées possibles en fonction des caractéristiques de la machine et des choix techniques envisagés.

Il s'agira de renseigner au mieux l'ordinateur (bien qu'à l'impossible nul ne soit tenu et que généralement la surveillance soit commencée avant que la nomenclature soit complète) sur les caractéristiques de chaque machine.

■ Pour les moteurs

- Le type du moteur (synchrone, asynchrone, à cage, à fréquence variable...)
- La vitesse de rotation au moment de la prise de mesures
- Le type et la marque des roulements (deux roulements de même référence mais de marque différente n'ont pas forcément le même nombre d'éléments roulants)

- La position de la ou des butées de roulement
- Le nombre d'encoches
- Le nombre de pales de l'éventuel ventilateur de refroidissement

■ Pour les transmissions à courroies

- Le diamètre des poulies
- La longueur, le nombre et le type de courroies

■ Pour les accouplements

- Le type (souple, rigide, à denture, cardan...)
- Le nombre d'éléments entraînants (dents, doigts...)

■ Pour les réducteurs ou multiplicateurs

- Le nombre de trains et la vitesse de chacun
- Le type de denture
- Le nombre de dents de chaque couronne ou pignon
- Le type et la marque de chaque roulement
- La position des roulements en butée
- La présence ou non de clavettes et le type de clavetage

■ Pour les ventilateurs, pompes centrifuges, sas alvéolaires, cylindres... et autres récepteurs monoarbré

- Le type et la vitesse de rotation au moment de la prise de mesures
- Le type et la marque des roulements et la position des butées
- Le nombre de pales, aubes, alvéoles ou autres éléments tournants
- La présence éventuelle d'éléments fixes faisant obstacle (ventelles ou directrices, diaphragme, bras de fixation...)
- Le type éventuel de clavetage

■ Pour les compresseurs à vis, les surpresseurs à haricots... et autres récepteurs composés de plusieurs arbres

- Le type et le nombre de trains ou d'étages
- La vitesse de rotation de chaque arbre
- Le nombre des éléments entraînants de chaque arbre (filets des vis, lobes, dents des pignons...)
- Le type, la marque des roulements et la position des butées

- La présence éventuelle de clapets
- Le type de clavettes éventuelles

Il s'agira également de rechercher les fréquences correspondant à ces éléments caractéristiques, en les liant à la vitesse de rotation. Pour les roulements, il y aura lieu de demander auprès des fournisseurs la liste des fréquences caractéristiques ou le catalogue donnant la constitution de ces roulements.

Il s'agira aussi de mentionner l'historique détaillé des incidents ou des pannes avec, le cas échéant, les raisons du succès ou de l'échec de la surveillance.

Enfin, il s'agira de programmer les mesures en fonction des opérations décidées et selon la périodicité envisagée.

6.9.2 Précautions à prendre lors de la prise des mesures

Rappel

Les forces générées par un défaut mécanique ou électrique affectant une machine surveillée ne « s'expriment » sur l'analyseur qu'après avoir traversé la structure de la machine et la chaîne de mesure (capteurs, conditionneurs...). Le signal est donc modifié pour chaque fréquence (amorti ou amplifié) par un coefficient qu'on appelle fonction de transfert. Nous avons donc pour chaque fréquence constituant le signal :

Amplitude affichée sur l'appareil de mesure

=

Amplitude de la force générée

× par

Valeur de la fonction de transfert associée à cette composante

Notons que cette relation est un simple produit dans le domaine spectral et un produit de convolution dans le domaine temporel (Il se résume à une simple addition dans le spectre logarithmique et le cepstre).

La fonction de transfert dépend :

- des caractéristiques propres de la machine, des structures sur lesquelles elle repose (masse, rigidité, coefficient d'amortissement) et de la rigidité des liaisons avec cette dernière,
- des caractéristiques du capteur utilisé,
- de la position et de la fixation du capteur sur la machine,
- de la bande passante intrinsèque du système d'acquisition indépendamment de celle du capteur.

En résumé

Le principe de la surveillance étant fondé sur le suivi dans le temps de la variation des forces sollicitant la machine, la surveillance ne peut donc être fiable que si la fonction de transfert reste constante dans le temps.

Pour effectuer une mesure comparative fiable dans le temps et déterminer l'importance d'un défaut, il conviendra donc de s'assurer que :

- les conditions de fonctionnement de la machine seront sensiblement identiques (charge et vitesse) à chaque prise de mesure ;
- la fonction de transfert restera invariable. En général, la partie de la fonction de transfert liée à la machine ne varie que dans le cas de descellement, de vieillissement des plots, de fissuration du châssis ou d'une modification importante des jeux. Quant à la composante de la fonction de transfert liée à la chaîne de mesure, il convient de veiller particulièrement à la position du capteur et à sa fixation sur la machine. C'est pourquoi nous déconseillons, en général, l'utilisation de la « pointe de touche » fournie avec certains appareils, peu fiable quant à la répétitivité de l'angle de prise de mesure et de la pression exercée. L'utilisation éventuelle de cette pointe de touche sera réservée à la mesure de quelques points parfois difficilement accessibles ou à la surveillance « tout vent » de machines secondaires.

D'autre part, pour assurer une mesure correcte et reproductible, il sera bon d'appliquer les règles suivantes :

- L'emplacement choisi pour effectuer les mesures devra être propre, et les surfaces de contact avec les capteurs lisses, planes et perpendiculaires à la direction de la mesure (figure 6.13). À noter que les déviations angulaires sont responsables de beaucoup de résultats faussés (Attention à l'utilisation de la pointe de touche).
- Les mesures seront effectuées toujours au même endroit sur la machine et les emplacements des capteurs seront repérés par une marque à la peinture ou par une plaque métallique collée dans le cas de l'utilisation d'une embase magnétique, ou encore par la mise en place de goujons collés ou vissés. Dans le cas de mesures effectuées avec une pointe de touche, une amorce de trou sera faite avec la pointe d'un foret à l'emplacement désiré.
- Les mesures axiales seront prioritairement effectuées du côté palier butée (lorsqu'il n'y en a qu'un) plutôt que du côté palier libre.
- Pour la prise de la mesure sur des appareils électriques (par exemple, sur des moteurs), le capteur devra être isolé par l'interposition entre sa surface de contact et la machine d'un matériau isolant (à moins que le capteur ne

soit déjà isolé par construction). Cette précaution évitera qu'au niveau vibratoire mesuré sur le palier ne s'ajoute, et ce de manière prépondérante, l'énergie électromagnétique véhiculée par la circulation de courants fuites dans le palier (figure 6.14).

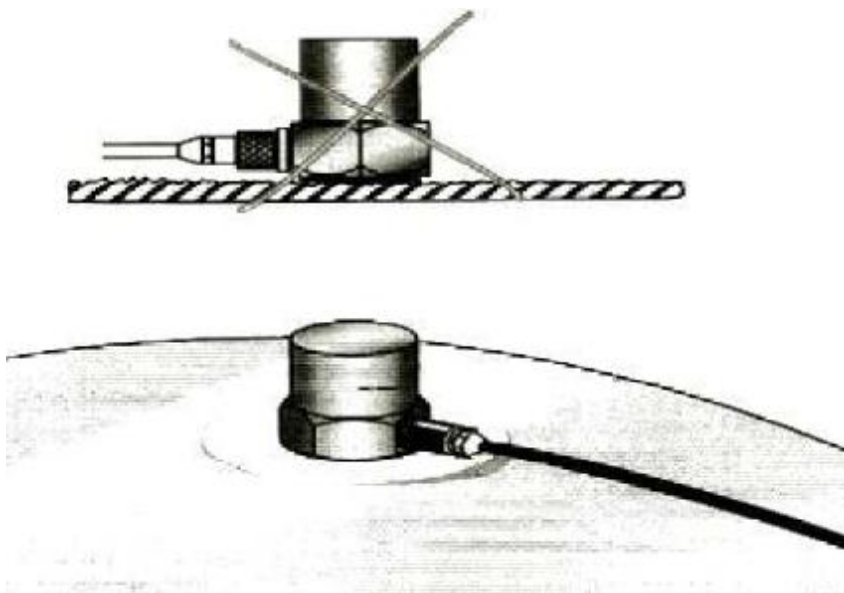


Figure 6.13 – La mesure sera prise perpendiculairement au palier sur une surface propre et lisse.

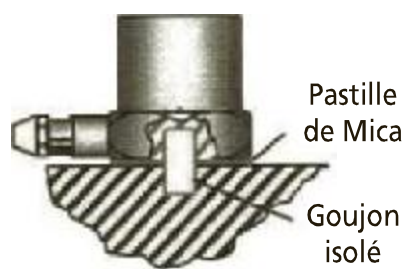


Figure 6.14 – Protection contre la circulation des courants de fuite et les boucles de masse.

De plus, l'utilisateur vérifiera que les conditions de mesure sont compatibles avec le matériel de mesure utilisé, notamment :

- les conditions de température (température ambiante et température au droit du capteur) ;

- l'environnement électromagnétique à l'emplacement du capteur qui, si le champ est trop important, peut fausser la mesure ;
- l'adéquation de la gamme de fréquences utiles des capteurs avec la plage des fréquences à mesurer. Ne pas oublier que cette plage de fréquences utile du capteur peut être considérablement diminuée selon son mode de fixation par abaissement de sa fréquence de résonance.

Tableau 6.2 – Exemple de variation de la fréquence de résonance d'un même accéléromètre selon son mode de fixation.

Mode de fixation	Fréquence de résonance
Goujon	35 000 Hz
Aimant	7 000 à 10 000 Hz
Pointe de touche	2 000 Hz

Il est donc nécessaire d'apporter une grande attention au problème de la fixation des capteurs sur la machine à surveiller (figure 6.15 a, b, c et d).

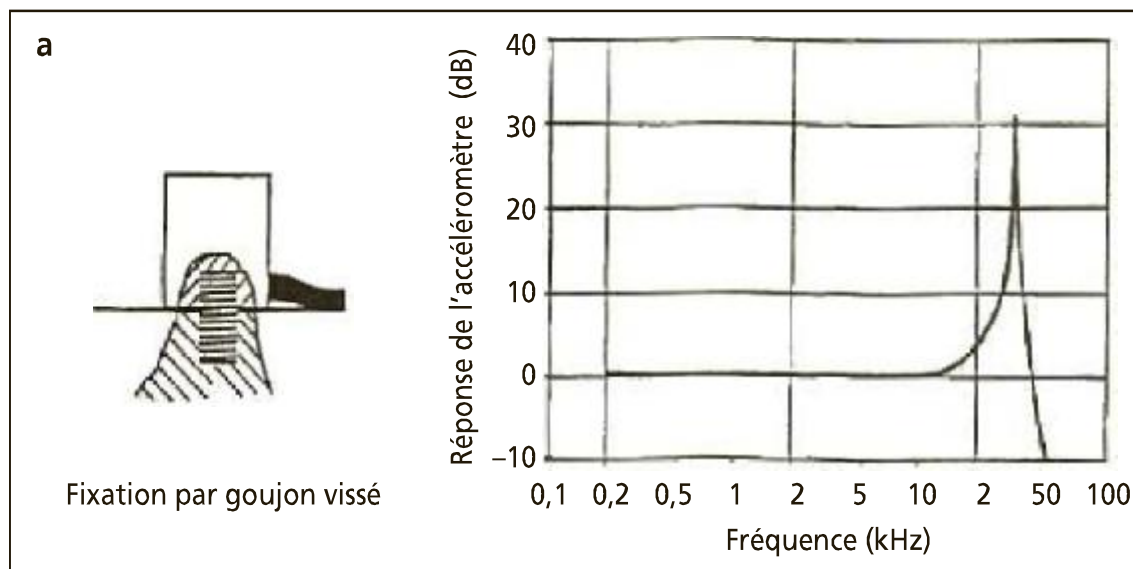


Figure 6.15 a – Plage de linéarité en fréquences d'un accéléromètre fixé par goujon vissé.

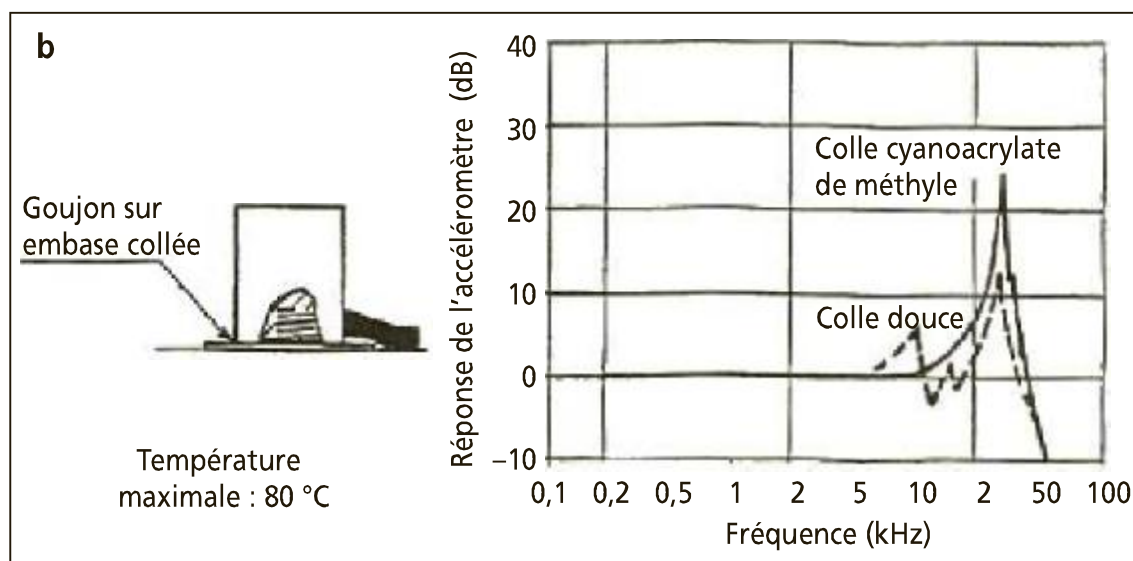


Figure 6.15 b – Plage de linéarité en fréquences du même capteur fixé sur une embase collée.

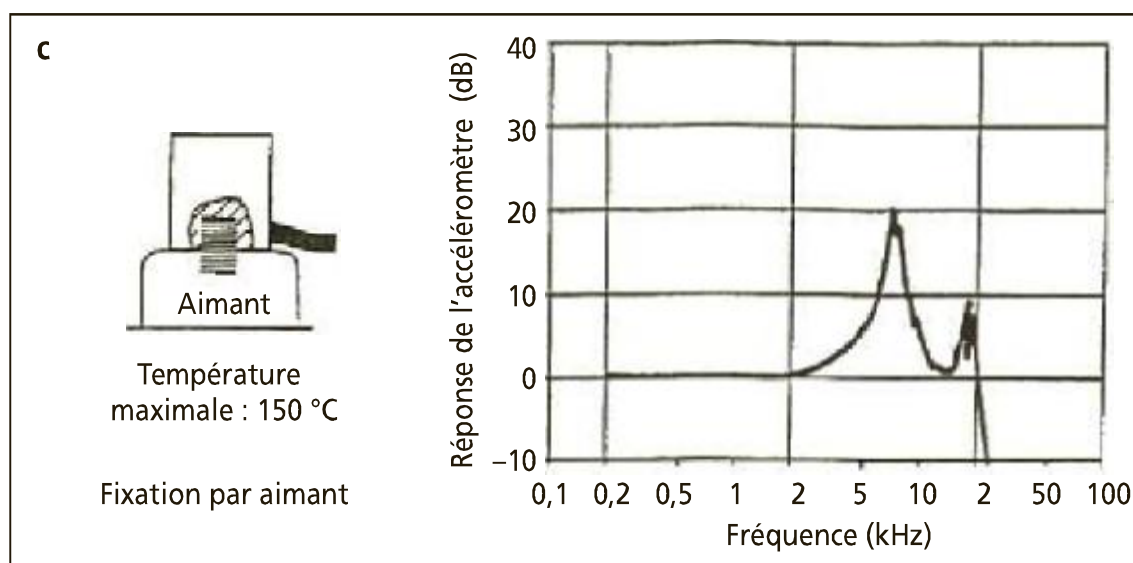


Figure 6.15 c – Plage de linéarité en fréquences du même capteur fixé par aimant.

Pour que les mesures soient fiables et reproductibles, il faut qu'elles soient faites dans une gamme de fréquences très nettement inférieures à la fréquence de résonance du capteur, sauf, évidemment, pour les mesures spécifiques aux roulements dont le principe est justement l'utilisation de cette résonance comme méthode de détection (*cf.* chapitre 4.1).

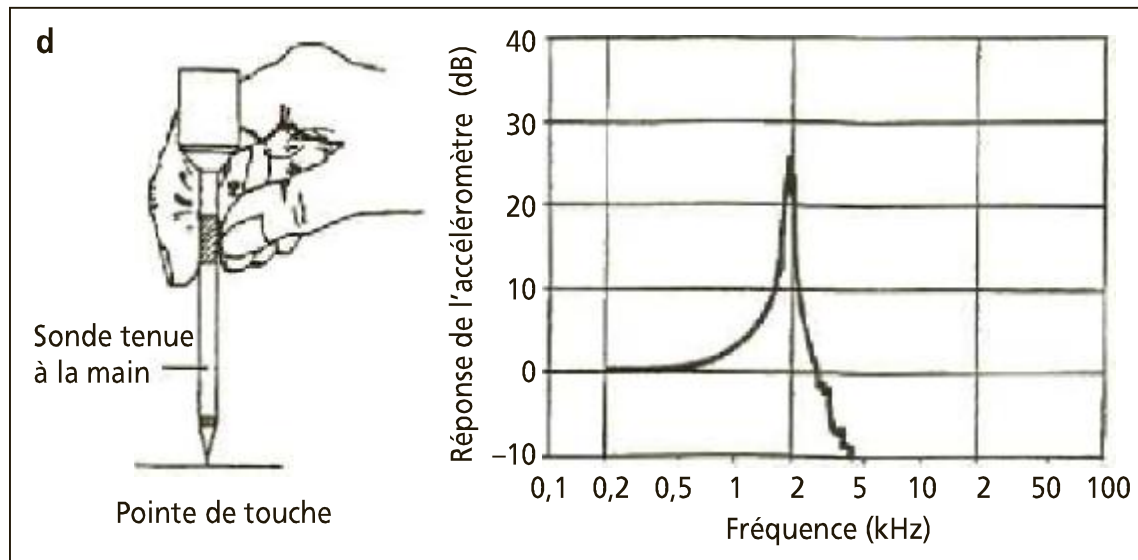


Figure 6.15 d – Plage de linéarité en fréquences du même capteur tenu à la main (pointe de touche).

Pour les capteurs placés à demeure, il conviendra de prendre soin de la fixation des câbles de liaison. Ces câbles, assurant la liaison entre l'accéléromètre et l'analyseur génèrent des contraintes mécaniques qui entraînent des parasites. Afin de limiter ces contraintes, il est souhaitable pour les mesures de précision ou pour les installations permanentes de fixer les câbles comme l'indique la figure 6.16.

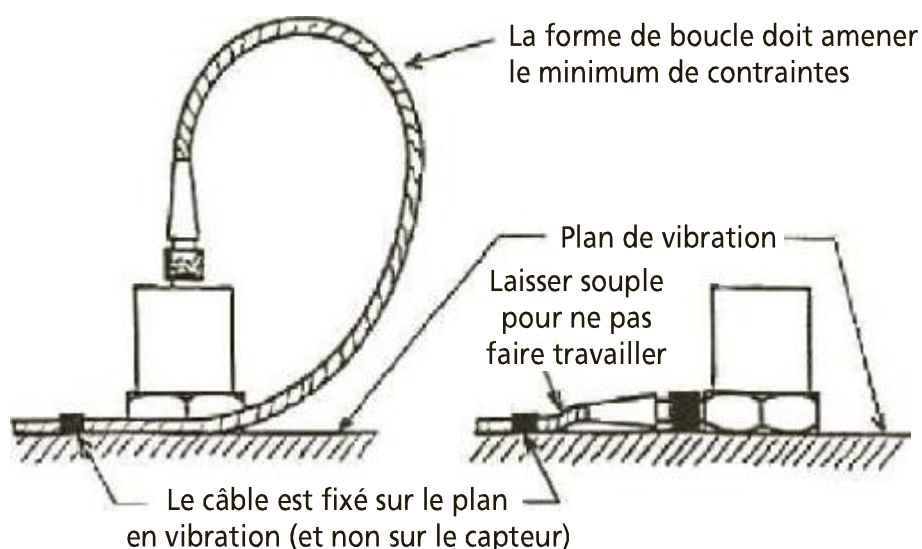


Figure 6.16 – Précautions d'attache des câbles pour capteurs fixes.

Les longueurs de câble libre devront être minimales et ne pas générer de contraintes statiques sur l'accéléromètre.

Pour les capteurs de déplacement (proximètres) placés par paires (à 90° pour les mesures radiales), il sera bon de vérifier que la distance entre la sonde (élément actif du capteur) et sa cible (le rotor) est dans les limites de préconisation tout en permettant les mouvements de l'arbre (figures 6.17 a et b).

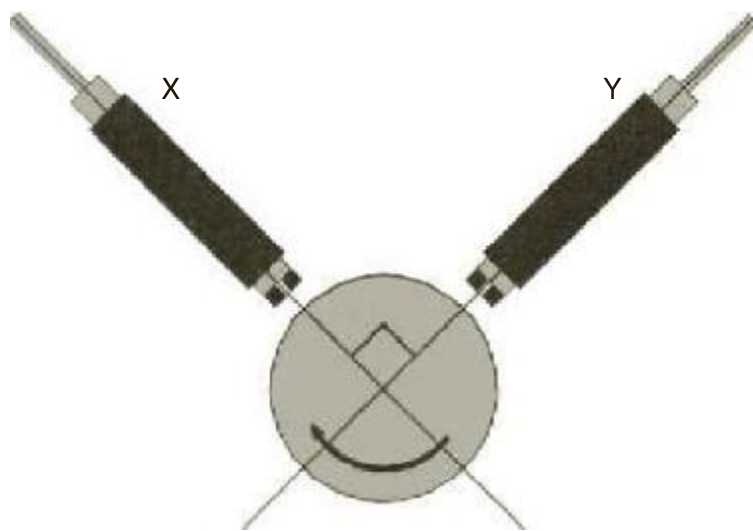


Figure 6.17 a – Fixation par paire des capteurs de déplacement en direction de mesures radiales orthogonales avec vérification des espaces (« gap ») entre sonde et rotor.

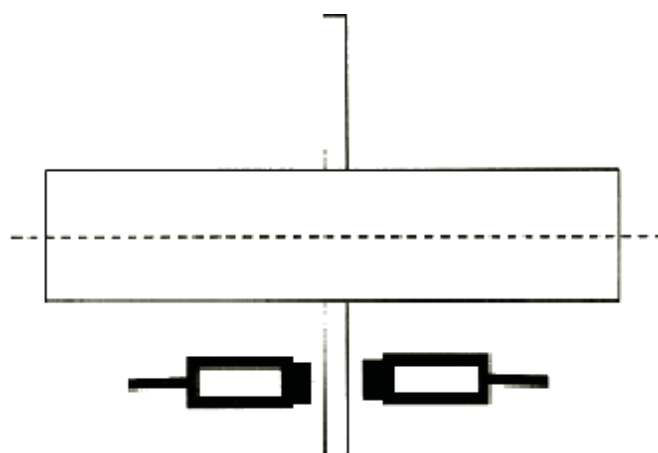


Figure 6. 17 b – Fixation par paire des capteurs de déplacement en direction axiale avec vérification des espaces entre sondes et épaulement ou collet de butée (bien souvent la mise en place d'un seul capteur est suffisante).

Il est fortement souhaitable aussi de procéder à la mesure du faux-rond de l'arbre (défauts statiques de l'arbre telles les excentricités, les inégalités de surface...) par une rotation au vireur avant la remise en exploitation de la machine (figure 6.18).

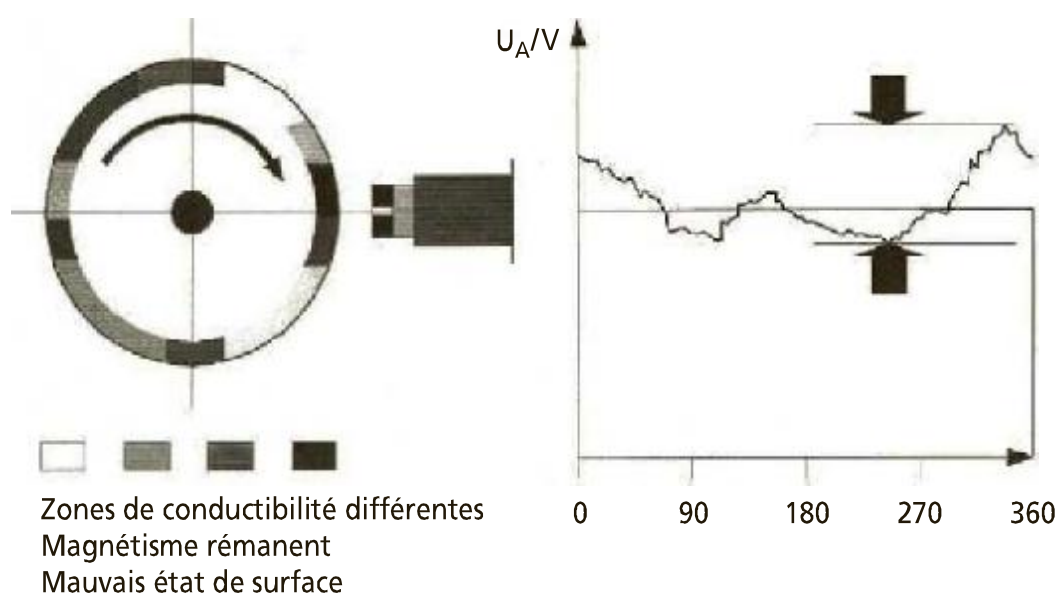


Figure 6.18 – Mesure du faux rond (run out) sur un tour d'arbre.

6.9.3 Établissement de la signature initiale

Il s'agit de la première série de mesures effectuées sur la machine. Elle servira de référence pour les comparaisons ultérieures et, à ce titre, elle devra être la plus complète et la plus précise possible. Même si, par souci d'économie, on peut admettre que les mesures qui suivront seront allégées, en supprimant certains points de mesure, en réduisant un certain nombre d'indicateurs ou en négligeant certaines bandes de fréquences, il devrait toujours être possible, en cas d'alerte ou de doute, de refaire l'ensemble des opérations et de les comparer avec celles prises lorsque la machine était réputée en bon état de marche. Cette signature sera refaite dans des conditions opératoires identiques après chaque opération corrective.

6.10 Détermination des seuils d'intervention

La détermination des seuils d'intervention est certainement l'une des opérations les plus délicates et les plus importantes puisque, tant que la valeur d'un (ou des) indicateur(s) choisis pour la surveillance n'excède pas une valeur prédéfinie, l'installation est considérée en bon état et aucune procédure d'investigation complémentaire ou d'intervention corrective n'est engagée. Le choix du seuil associé à chaque indicateur est donc fondamental, car :

- avec une valeur trop basse du seuil, des alarmes fréquentes et injustifiées interviennent ;
- avec une valeur trop élevée, une panne peut se produire sans alarme préalable.

Ces seuils peuvent être des seuils d'alarme et/ou des seuils de panne (figure 6.19).

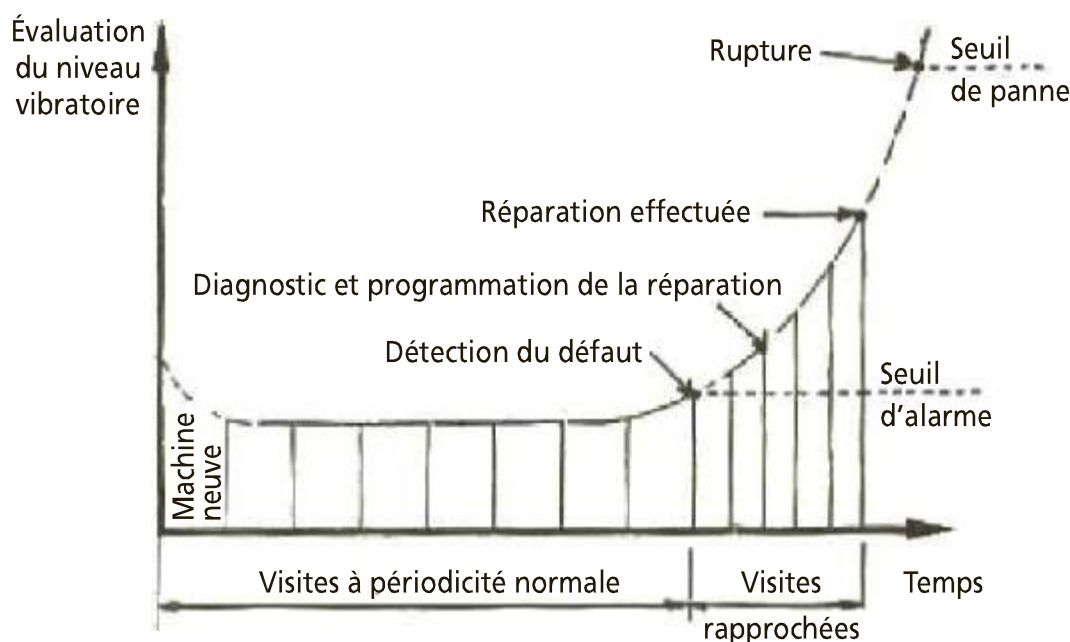


Figure 6.19 – Évolution type d'un indicateur et détermination des seuils d'intervention.

Les seuils d'alarme sont des seuils prédéterminés ou donnés par l'expérience au-delà desquels l'opérateur devra décider de :

- déclencher une intervention sur la machine, si l'analyse effectuée lui paraît suffisamment édifiante, ou demander un diagnostic dans le cas contraire ;
- modifier la périodicité des mesures ;
- mettre en œuvre une surveillance plus poussée.

Les **seuils de panne** (ou de danger) sont des seuils souvent prédéterminés au-delà desquels l'opérateur décide d'arrêter la machine, parfois de façon automatique, lorsque la sécurité ou l'enjeu économique le justifie.

Ces seuils prédéfinis peuvent être fixés en s'appuyant sur des normes, des statistiques ou des historiques de pannes, parfois encore en fonction de l'expérience du constructeur ou de l'exploitant. Hélas, ces références s'appliquent généralement à des machines neuves, alors que, très fréquemment, la surveillance vibratoire est mise en place sur un parc de machines en service depuis de longues années et pour lesquelles il n'a été procédé à aucune mesure lors de la mise en service.

Faute de valeurs de référence ou d'expérience avérée, les seuils associés aux indicateurs scalaires large bandes sont souvent déterminés :

- soit en prenant en compte non pas le niveau vibratoire mais **son pourcentage d'évolution** par rapport au niveau mesuré lors de la collecte précédente ou par rapport à la moyenne des valeurs précédemment mesurées ; en sachant qu'une augmentation de 50 % est souvent significative de l'apparition d'une anomalie ;
- soit empiriquement suivant deux façons.
 1. L'opérateur vérifie qu'aucune valeur mesurée ne se situe dans une zone définie comme inacceptable par les tableaux de sévérité normalisés donnés par exemple par les normes données en annexe. Si les valeurs mesurées plus haut se situent dans une zone décrite comme inacceptable ou tout juste admissible, il y aura lieu de procéder à un diagnostic initial plus poussé pour vérifier que la machine ne comporte pas déjà d'anomalies et, le cas échéant, pour effectuer les mesures correctives nécessaires avant sa mise sous surveillance.
 2. Une fois cette opération faite, la machine étant réputée en bon état, les seuils sont fixés en attribuant un coefficient aux valeurs trouvées. Par exemple, la valeur du seuil d'alarme sera prise égale au double de la valeur mesurée et celle du seuil de danger au triple.

Exemple

Soit la mesure de l'indicateur vitesse, effectuée horizontalement sur le palier du côté opposé à l'accouplement d'une pompe de 50 kW : amplitude efficace = 1,6 mm/s. Cette valeur étant située dans une plage jugée admissible pour une machine de cette puissance (tableau 6.3), on peut calculer la valeur du :

$$\text{Seuil d'alarme} = \text{valeur mesurée} \times 2 = 1,6 \text{ mm/s} \times 2 = 3,2 \text{ mm/s}$$

$$\text{Seuil de panne} = \text{valeur mesurée} \times 3 = 1,6 \text{ mm/s} \times 3 = 4,8 \text{ mm/s}$$

et, si la mesure en mode accélération a donné en simultané une valeur de 50 milli-g, le seuil d'alarme sera de 100 milli-g et le seuil de panne de 150 milli-g.

Cependant, l'utilisation de normes pour la définition de ces seuils d'alarme et d'intervention corrective, notamment de la norme 10 816-3, n'est pas sans dangers. Les critères d'évaluation qu'elle propose, plus évalués dans un but de sécurité que de risque de pannes, reposent sur les valeurs d'un indicateur large bande - l'amplitude efficace de la vitesse ou du déplacement mesurée selon la vitesse de rotation dans la bande [2-1 000 Hz] ou [10-1 000 Hz] – qu'on sait par nature très sensible d'une part aux effets de masque et d'autre part à une gamme étendue de défauts (déséquilibres, désalignements, frottements, instabilités de paliers, jeux, desserrages, déversements de bague de roulements, écaillages de roulements, écaillages de dentures...) pour lesquels la définition d'un seuil d'acceptabilité n'est possible que si on connaît au préalable la nature du défaut (*cf.* chapitre 4).

De ce fait, les critères proposés par cette norme sont en fait surtout utilisables pour évaluer des défauts apparentés à un déséquilibre. Pour la plupart des autres défauts, les critères de sévérité proposés sont le plus souvent beaucoup trop élevés et le fait pour une machine de se situer dans une plage admissible au regard de la norme ne signifie pas obligatoirement que celle-ci ne présente pas déjà des signes de dégradation.

La méthode la plus fiable et efficace consiste donc, si l'enjeu est d'importance, à faire effectuer un diagnostic précis des installations avant leur mise sous surveillance, à définir les seuils et à ajuster les gabarits de surveillance spectrale en fonction de l'état réel de chaque machine.

6.11 Analyse des courbes d'évolution des indicateurs

La courbe d'évolution d'un indicateur permet de détecter de façon très visuelle l'apparition des défauts auxquels ils sont sensibles. L'évolution dans le temps d'un indicateur est souvent représentée par une courbe constituée d'une suite de points indiquant la valeur de l'indicateur à chaque date de mesure (figure 6.20 a et b). Elle est accompagnée parfois d'une courbe de tendance extrapolée mathématiquement et réactualisée à chaque mesure (figure 6.21) ; celle-ci donnera une idée de la vitesse de son évolution et permettra d'estimer ainsi une date présumée à laquelle le seuil de danger risque d'être atteint (maintenance prédictive).

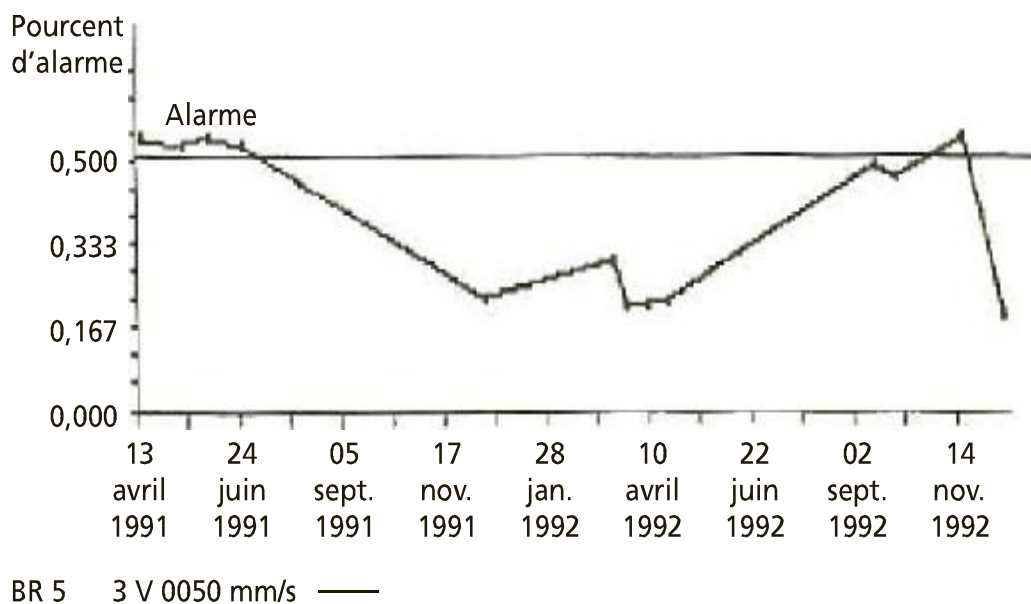


Figure 6.20 a – Courbe d'évolution simple.

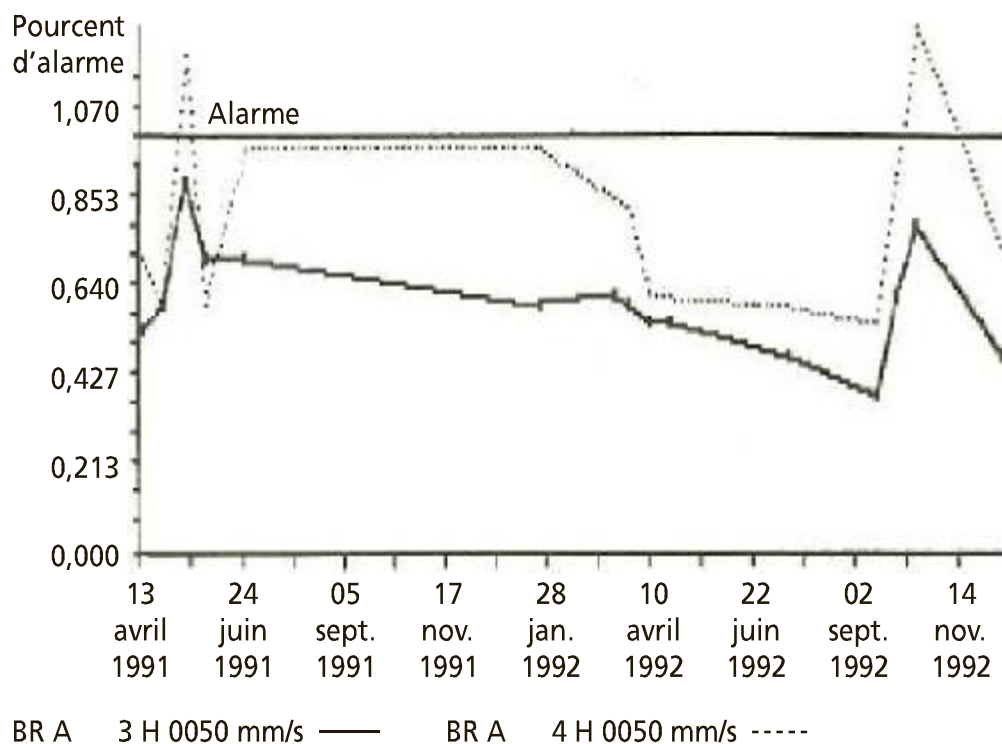


Figure 6.20 b – Courbe d'évolution multiple. Mesures radiale et axiale
sur un même palier butée de broyeur.

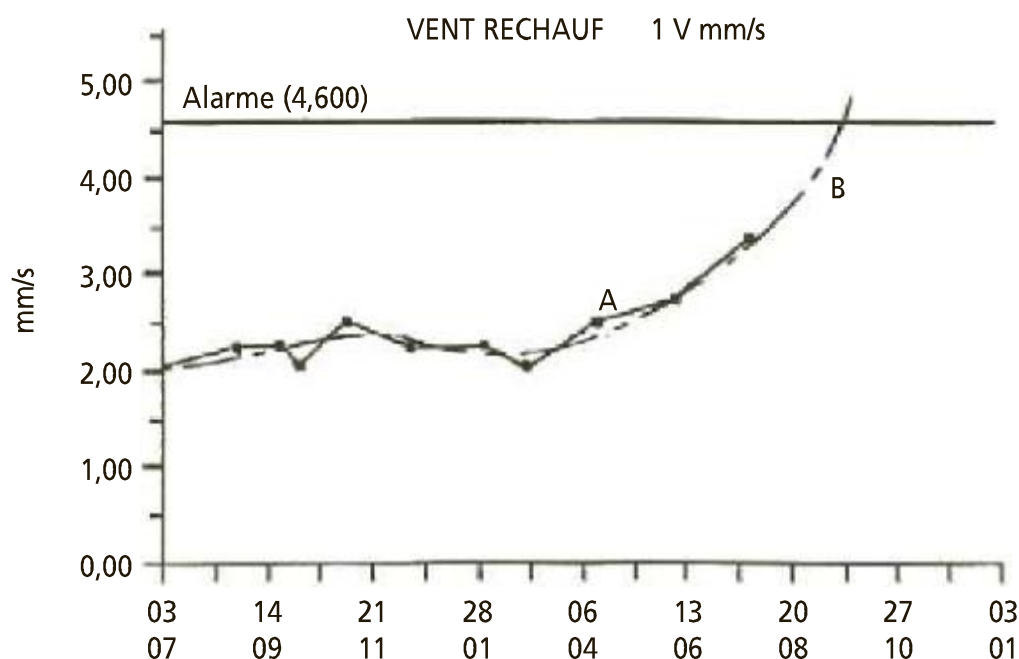


Figure 6.21 – Courbe d'évolution d'un indicateur surveillé (en A) sur un palier de ventilateur et courbe de tendance extrapolée (en B).

Chacun des indicateurs classiques de surveillance étant plus sensible que les autres dans une gamme de fréquences données, il est possible, avec des moyens simples, en comparant l'évolution de ces différents indicateurs, de se faire une première idée de la nature du défaut présent sur la machine (tableau 6.3).

La prise en compte des conditions d'exploitation (charge, température, débit, pression...) dans le traitement des données est souhaitable, voire parfois déterminante. La constance des conditions de fonctionnement d'une collecte à l'autre se vérifie très rarement en pratique et une évolution même significative de la valeur d'un indicateur ne traduit pas forcément l'apparition d'un défaut. Dans le cas d'un turbo compresseur par exemple, l'amplitude de la composante d'ordre 1 de la fréquence de rotation varie fortement avec les conditions de fonctionnement et augmente de manière conséquente lorsque ces dernières s'approchent des conditions de pompage. Cela ne signifie en aucun cas l'apparition d'un déséquilibre par encrassement. Le tracé des courbes d'évolution d'un indicateur, en fonction d'un ou de plusieurs paramètres d'exploitation, peut apporter de précieux éléments pour confirmer ou infirmer une hypothèse.

Tableau 6.3 – Interprétation de l'évolution simultanée des quatre indicateurs scalaires large bande.

Déplacement	Vitesse	Accélération	Chocs	Exemples de défauts
↗	↗	→	→	Instabilité de palier ou frottement (palier fluide)
↗	↗	→	→	Balourd Désalignement
↗	↗	↗	↗	Usure d'accouplement Desserrage Jeux de paliers
→	↗	↗	↗	Engrènement défectueux Passage de pales ou d'aubes ...
				Roulements :
→	→	↗	→	• Usure régulière
→	→	↗	→	• Mauvais graissage
→	↗	↗	↗	• Début d'écaillage
→	→	↗	↗	• Marquage important
→	→	↗	↘	• Dégradation importante

Exemples

1 – Pour un point et une direction de mesure donnés, une évolution importante de l'amplitude du déplacement et de la vitesse, alors que celle de l'accélération reste stable, signifie que les manifestations vibratoires du défaut se situent en basses fréquences et que, de ce fait, il peut s'agir d'un balourd, d'un désalignement, d'un desserrage de palier ou d'ancrage.

2 – Au contraire, une augmentation de l'amplitude de l'accélération alors que celles du déplacement et de la vitesse restent stables, signifie que les manifestations vibratoires du défaut se situent en hautes fréquences et qu'il ne peut donc s'agir d'un balourd ou d'un désalignement mais plus vraisemblablement d'une usure de roulement ou d'un défaut de graissage.

3 – L'augmentation de l'amplitude de la composante d'ordre 1 de la fréquence de rotation, si elle est corrélée avec une augmentation de la température des gaz, dans le cas d'un ventilateur d'extraction, permet de diagnostiquer l'existence probable d'un « balourd thermique ».

6.12 Traitement, analyse, rapport de mesure et historique des pannes

Les mesures, si elles sont faites dans les règles, donnent des valeurs incontestables. La pertinence de leur interprétation et des conclusions qui en découleront seront par contre et malgré le soin apporté au choix des indicateurs, tributaires de l'expérience de l'opérateur.

La réussite de la politique de surveillance engagée pourra donc demander un certain temps. L'expérience ne vient qu'après un long apprentissage souvent parsemé d'échecs. Les demandes d'intervention transmises à la maintenance opérationnelle devront être les plus claires et les plus précises possibles. Chaque demande d'intervention corrective ou d'inspection devra être suivie d'un document la justifiant techniquement (quel indicateur ? quelle évolution ?), document qui sera complété ensuite par un constat détaillé du défaut ou des altérations constatés avec une analyse rétrospective. De même, tout incident ayant entraîné un arrêt non programmé et pour lequel aucun indicateur de surveillance n'a été sensible doit faire l'objet d'un rapport écrit expliquant les causes probables de l'échec (indicateur mal adapté, seuils d'alarme trop élevés, périodicité de collectes trop importante, défaut impossible à déceler avec les moyens disponibles, défaut impossible à détecter par l'analyse de vibration...).

C'est grâce à une analyse systématique et précise des retours d'expérience que la surveillance deviendra de plus en plus fiable et crédible.

CONCLUSION

Il n'est jamais très simple de vouloir vulgariser des techniques somme toute assez complexes, car ce qui est exposé trop simplement est forcément réducteur et faux aux yeux du puriste, et ce qui est abordé de façon plus rigoureuse mais plus complexe devient vite incompréhensible pour les néophytes. Espérons que cet ouvrage aura su faire la part des choses et que, sans trop choquer les spécialistes, il aura pu vous apporter à vous, lecteur, l'information que vous désiriez trouver.

Comme vous avez pu sans doute le constater, l'analyse des vibrations est un outil puissant et complexe, beaucoup plus complexe et beaucoup plus puissant qu'une simple lecture de température.

Considéré comme l'un des piliers de la maintenance conditionnelle, l'analyse des vibrations est sans doute la technique la plus diversifiée, la mieux codifiée et celle qui permet, sur les machines tournantes, d'aller le plus loin dans le diagnostic.

Malgré tout, si elle est la technique privilégiée de la maintenance conditionnelle, voire de la maintenance prédictive, il ne s'agit pas pour autant d'un produit que l'on peut mettre en place partout et sans réflexion...

En faisant un parallèle avec la médecine – et les gens de la maintenance sont bien les médecins des machines – rappelons que, si nul ne conteste l'intérêt des moyens d'exploration clinique et des outils s'y rattachant (du stéthoscope au scanner), il paraît néanmoins certain qu'on ne peut attendre les mêmes résultats de chacun de ses outils. Il arrive qu'un médecin généraliste puisse dépister un infarctus avec un simple stéthoscope, mais il semble cependant plus prudent, lorsqu'on redoute un accident cardiaque, de consulter un spécialiste qui rendra son verdict au vu d'un électrocardiogramme. De même, en analyse vibratoire, on ne diagnostiquera pas avec les mêmes outils le balourd d'un ventilateur auxiliaire et la fissuration d'une dent de réducteur sur une machine « stratégique » pour l'entreprise.

Nous souhaitons vivement que ce manuel ait pu éclairer le lecteur et le persuader que la principale difficulté réside aujourd'hui dans le choix des techniques d'investigation à mettre en œuvre, en fonction du risque encouru et de la fiabilité recherchée.

De la pertinence de ce choix, se trouvera conforté le double défi que s'est donné la maintenance moderne :

- réduire les coûts de l'entreprise par une anticipation des pannes ;
- augmenter le taux de disponibilité des outils de production par une programmation des arrêts avant intervention.

De la pertinence de ce choix, se trouvera consolidée, voire revalorisée, la fonction maintenance auprès du personnel de production.

Gageons qu'après l'effet de mode des années 1990, qui a provoqué un extraordinaire engouement pour les techniques de dépistage et de diagnostic, et après le contrecoup dû à la récession économique et à la désillusion de ceux qui avaient trop attendu de ces techniques dont la mise en œuvre a été mal maîtrisée, la surveillance par analyse de vibrations, aujourd'hui mieux connue et mieux appliquée, va connaître un nouvel essor et s'implanter dans des secteurs d'industrie de plus en plus variés.

Gageons aussi que les techniques de surveillance, qui ne cessent de s'améliorer, grâce à l'expérience croissante des utilisateurs et à l'évolution continue des performances de l'outil informatique, augmenteront encore grandement la pertinence de leur utilisation et donc la fiabilité des outils de production.

Principales normes mentionnées dans cet ouvrage, notamment utilisées pour la recette des machines neuves et pour la détermination des seuils d'indicateurs tel que décrit en chapitre 6 :

A.1 Norme ISO 10 816 (extraits, février 2009)

« Évaluation des vibrations des machines par mesurage sur les parties non tournantes. Partie 3 : machines industrielles de puissance nominale supérieure à 15 kW et de vitesse nominale comprise entre 120 tr/mn et 1 500 tr/mn. »

L'indicateur considéré est la valeur efficace de la vitesse vibratoire ou du déplacement mesurée dans la bande fréquentielle [10-1 000 Hz] ou [2-1 000 Hz] selon la vitesse de rotation et exprimée respectivement en mm/s ou en μm .

Cette norme, dont le champ d'application concerne les machines en exploitation et en régime de fonctionnement stabilisé, définit quatre zones de sévérité vibratoire dont les limites dépendent de la rigidité du support de la machine.

- **Zone A.** Vibrations de machines récemment mises en service.
- **Zone B.** Les machines dont les vibrations se situent dans cette zone sont normalement considérées comme acceptables pour un service de longue durée sans la moindre restriction.
- **Zone C.** Les machines dont les vibrations se situent dans cette zone sont normalement considérées comme non acceptables pour un service de longue durée en continu.
- **Zone D.** Les machines dont les vibrations se situent dans cette zone sont normalement considérées comme suffisamment importantes pour endommager la machine.

Les supports ou assises sont classés en deux catégories : les supports dits rigides, et les supports dits souples :

Un support pour une direction de mesurage donnée est considéré comme **rigide** si sa fréquence propre la plus basse est supérieure d'au moins 25 % à sa fréquence d'excitation principale (dans la plupart des cas, la fréquence de rotation). Si cette condition n'est pas remplie, le support est considéré comme **souple**. Un support peut être considéré comme rigide pour une direction de mesurage et souple pour une autre. La vibration est à évaluer en fonction de la direction de mesurage et de la qualification sur support associé à cette dernière.

Les machines sont classées en deux groupes :

- **Groupe I.** Machines de grandes dimensions d'une puissance nominale comprise entre 300 kW et 50 MW et machines électriques d'une hauteur d'axe $H \geq 315$ mm.
- **Groupe II.** Machines de tailles moyennes d'une puissance nominale comprise entre 15 et 300 kW et machines électriques d'une hauteur d'axe $160 < 315$ mm.

Classification des zones de sévérité vibratoire pour les machines du groupe I

Type de support	Limite de zone	Déplacement efficace en μm	Vitesse efficace en mm/s
Rigide	A/B	29	2,3
	B/C	57	4,5
	C/D	90	7,1
Souple	A/B	45	3,5
	B/C	90	7,1
	C/D	140	11,0

Classification des zones de sévérité vibratoire pour les machines du groupe II

Type de support	Limite de zone	Déplacement efficace en μm	Vitesse efficace en mm/s
Rigide	A/B	22	1,4
	B/C	45	2,8
	C/D	71	4,5
Souple	A/B	37	2,3
	B/C	71	4,5
	C/D	113	7,1

A.2 Norme NF EN 60 034-14 (extraits, 2003)

Seuils vibratoires pour différentes hauteurs d'axe normalisées et pour deux classes de « qualité vibratoire » de machines électriques, mesures effectuées à vide sans organe entraîné chez le constructeur, machine suspendue ou fixée rigidement.

Limites de magnitude vibratoire maximale, en déplacement, vitesse et accélération en valeurs efficaces, pour une hauteur d'axe H .

Niveau de vibration	Hauteur d'axe, mm	$56 \leq H \leq 132$			$132 < H \leq 280$			$H \geq 280$		
	Montage	Déplac. μm	Vitess. mm/s	Acc. m/s^2	Déplac. μm	Vitess. mm/s	Acc. m/s^2	Déplac. μm	Vitess. mm/s	Acc. m/s^2
A	Suspens. libre	25	1,6	2,5	35	2,2	3,5	45	2,8	4,4
	Montage rigide	21	1,3	2,0	29	1,3	2,8	37	2,3	3,6
B	Suspens. libre	11	0,7	1,1	18	1,1	1,7	29	1,8	2,8
	Montage rigide		–		14	0,9	1,4	24	1,5	2,4

Le niveau « A » s'applique aux machines n'ayant pas d'exigences vibratoires particulières.

Le niveau « B » s'applique aux machines ayant des exigences vibratoires particulières.

Le montage rigide n'est pas acceptable pour les machines de hauteur d'axe de moins de 132 mm.

Les fréquences de correspondance entre déplacement/vitesse et vitesse/accélération sont de 10 Hz et 250 Hz respectivement.

Note 1 – Il est recommandé au constructeur et à l'acheteur de tenir compte du fait que l'instrumentation peut avoir une tolérance de mesurage de $\pm 10 \%$.

Note 2 – La hauteur d'axe d'une machine sans pieds ou d'une machine avec pieds surélevés, ou de toute machine verticale est à considérer comme étant égale à la hauteur d'axe d'une machine de même carcasse de base mais du type à pieds avec arbre horizontal.

GLOSSAIRE

Tout au long de cet ouvrage, nous nous sommes efforcés de définir rapidement les mots techniques dont la compréhension n'était pas immédiate. Néanmoins, nous avons souhaité revenir sur la définition de certains d'entre eux, parce qu'ils étaient empreints de nuances propres au « jargon » du métier ou que, tout simplement, ils méritaient de plus amples développements.

Algorithme : Cheminement suivi pour aboutir à un résultat escompté (décomposition du problème en un nombre fini de séquences).

Amplitude : Valeur d'un écart par rapport à un point d'équilibre. Il s'agit dans cet ouvrage de la valeur crête de l'amplitude.

L'amplitude crête à crête a pour valeur celle de la double amplitude, positive et négative, par rapport au point d'équilibre.

L'amplitude efficace correspond à une amplitude fictive, représentative de l'énergie du signal (analogue à la valeur efficace de la tension en électricité).

Bandes latérales : Ensemble de raies espacées uniformément autour d'une fréquence caractéristique.

Cepstre : Spectre inverse du logarithme d'un spectre permettant d'identifier et de quantifier, dans le spectre « source », les familles de composantes périodiques (peignes de raies ou bandes latérales de modulation). Voir aussi Spectre.

Décibel (dB) : Rapport relatif sans dimension permettant de comparer une valeur nouvelle à une valeur de référence suivant la formule :

$$N(\text{dB}) = 20 \log_{10}(A/A_{\text{ref}}) \text{ ou } 10 \log_{10}(A/A_{\text{ref}})^2$$

avec

$N(\text{dB})$ le nombre de décibels

A valeur mesurée

Aref : la valeur de référence, souvent égale à 10^{-5} g ou 10^{-6} mm/s

L'échelle en décibels (comme l'échelle logarithmique) est surtout utilisée pour comparer des amplitudes de niveaux très différents, ce que ne permettrait pas l'échelle linéaire.

Quelques points de repère :

- 6 dB donne $A/A_{ref} = 2$
- 10 dB donne $A/A_{ref} = 3,16$
- 20 dB donne $A/A_{ref} = 10$

Énergie cinétique : L'énergie cinétique est l'énergie de la masse en mouvement. Elle est proportionnelle à la masse qu'elle déplace et au carré de sa vitesse :

$$E = 1/2 mV^2$$

E est exprimé en joules

m est exprimé en Kg

V est exprimé en m/s

Facteur de crête : Rapport de l'amplitude crête sur l'amplitude efficace. Ce facteur permet, en général, de reconnaître le type de vibration : sinusoïdal ou impulsionnel

FFT (*Fast Fourier Transform*) : Algorithme de calcul réduisant de façon importante les temps de calcul d'un spectre.

Filtrage : Opération qui consiste à éliminer d'un spectre les bandes de fréquences jugées inutiles.

FMA (Fonction de modulation d'amplitude) : Fonction permettant la mise en évidence des phénomènes modulant les efforts principaux.

FMF (Fonction de modulation de fréquences) : Fonction permettant la mise en évidence des phénomènes modulant la vitesse du rotor.

Fonction de transfert : Transformée de Fourier traduisant la réponse impulsionnelle de la structure de la machine.

Force centrifuge : Force exercée par une masse en rotation et qui tend à l'écarter du centre. Cette force est donnée par la formule :

$$f_c = \frac{mV^2}{R} = m\omega^2 R = m(2\pi N/60)^2 R = m(2\pi fr)^2 R$$

Avec : m en Kg

V, vitesse linéaire en m/seconde

R, rayon en mètres

ω , vitesse circulaire ou pulsation en radians/seconde

N, vitesse de rotation en tours/minute

fr, fréquence de rotation en Hertz.

En conséquence, l'effort donné par un balourd sur un rotor, et donc l'amplitude vibratoire (accélération), sera proportionnel à la masse de déséquilibre et proportionnel au carré de la vitesse de rotation du rotor. Ce dernier point explique en partie les grandes variations des mesures enregistrées sur des machines dont la vitesse n'est pas très stable.

Fréquence : Répétition systématique d'un phénomène pendant un temps donné

Fréquences propres : Fréquences invariables d'un système qui, lorsqu'elles sont excitées, entrent en résonance :

$$f_p = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{K}{m}}$$

avec :

K = coefficient de raideur de la structure

m = masse mise en vibration

Harmonique : Multiple d'une fréquence donnée.

Hertz (Hz) : Unité du système international utilisée pour mesurer la fréquence (autrement dit, un nombre de cycles par seconde).

Kurtosis : Indicateur statistique permettant, en général, de différencier un signal de type sinusoïdal, aléatoire ou impulsionnel...

Orbite : Trajectoire fermée décrivant le mouvement radial de l'arbre dans son logement (notamment pour les paliers fluides) ou le mouvement vibratoire radial du palier.

Palier fluide (à film d'huile) : Palier supportant l'arbre au moyen d'un mince film d'huile. La couche de fluide peut être produite par la rotation de l'arbre (palier hydrodynamique) ou par une pression appliquée de l'extérieur (palier hydrostatique).

Peigne de raies : Ensemble de raies formant comme un peigne ou un râteau.

Phase : Mesure d'un lien temporel ou angulaire entre deux événements.

Pic : Ensemble de raies confondues se détachant nettement sur un spectre par son amplitude.

Piézoélectrique : Qualité de tout matériau pouvant convertir une force mécanique en charge électrique.

Raideur : Propriété définissant la capacité d'une pièce mécanique à ployer élastiquement sous une charge et à résister à la déformation.

Raie : Segment vertical dont l'abscisse représente la fréquence et l'ordonnée, l'amplitude.

Résonance : On dit qu'il y a résonance lorsque la fréquence propre d'un système (structure, paliers, capteurs) coïncide avec la fréquence d'une force d'excitation et que les points d'application des forces excitatrices sont proches d'un « ventre » de déformation du mode considéré.

RMS (*Root Mean Square*) : Abréviation anglo-saxonne signifiant que l'amplitude est donnée en valeur efficace.

Signal temporel : Signal enregistré en fonction du facteur temps.

Spectre : Graphe représentant l'amplitude des composantes du signal en fonction de leur fréquence.

Temps réel : On dit qu'un spectre est calculé en temps réel lorsque le temps de calcul de ce spectre est inférieur au temps d'acquisition du signal correspondant (aucune perte d'information).

Vitesse critique : Vitesse d'une pièce en rotation dont la fréquence correspond à une fréquence de résonance.

BIBLIOGRAPHIE

■ Ouvrages

- ASCH G., Les capteurs en instrumentation industrielle, Dunod, Paris, 1983.
- BIGRET R., FERON J.-L., PACHAUD C., *Diagnostic, maintenance, disponibilité des machines tournantes, modèles, mesurages, analyse des vibrations*, Masson, Paris, 1994.
- BOULENGER A., *Vers le zéro panne avec la maintenance conditionnelle*, Afnor, Paris, 1988.
- BOULENGER A., PACHAUD C., *Surveillance des machines par analyses de vibration. Du dépistage au diagnostic*, Afnor Paris, 1995.
- BOULENGER A., PACHAUD C. *Analyse vibratoire en maintenance. Surveillance et diagnostic des machines*, Dunod 1998, 2003 et 2007.
- BOURGAÏN L., DART R., *Machines tournantes et circuits puisés. Applications industrielles et médicales de l'analyse spectrale*, Dunod, Paris, 1988.
- MAX J., *Méthodes et techniques de traitement du signal et applications aux mesures physiques*, 2 t., Masson, Paris, 1985.
- MOBLEY R.-K., *La maintenance prédictive*, Masson, Paris, 1992.
- MOREL J., *Vibrations des machines et diagnostic de leur état mécanique*, Eyrolles, Paris, 1992.

■ Normes

- ISO 1925, « Vibrations mécaniques – Équilibrage – Vocabulaire », 2001.
- ISO 2041, « Vibrations et chocs – Vocabulaire », 1990.
- ISO 5348, « Vibrations et chocs mécaniques – Fixation mécanique des accéléromètres », 1998.

- ISO 7919-1, « Vibrations mécaniques des machines non alternatives – Mesurages sur les arbres tournants et critères d'évaluation – Partie 1 : Directives générales », 1996.
- ISO 7919-2, « Vibrations mécaniques – Évaluation des vibrations des machines par mesurages sur les arbres tournants – Partie 2 : Turbines à vapeur et alternateurs installés sur fondation radier, excédant 50 MW avec des vitesses normales de fonctionnement de 1 500 r/min, 1 800 r/min, 3 000 r/min et 3 600 r/min », 2001.
- ISO 7919-3, « Vibrations mécaniques des machines non alternatives – Mesurages sur les arbres tournants et critères d'évaluation – Partie 3 : Machines industrielles couplées », 2009.
- ISO 7919-4, « Vibrations mécaniques des machines non alternatives – Mesurages sur les arbres tournants et critères d'évaluation – Partie 4 : Turbines à gaz », 1996.
- ISO 7919-5, « Vibrations mécaniques des machines non alternatives – Mesurages sur les arbres tournants et critères d'évaluation – Partie 5 : Machines équipant les centrales hydroélectriques et les stations de pompage », 2005.
- ISO 10816-1, « Vibrations mécaniques – Évaluation des vibrations des machines par mesurages sur les parties non tournantes – Partie 1 : Directives générales », 1995.
- ISO 10816-2, « Vibrations mécaniques – Évaluation des vibrations des machines par mesurages sur les parties non tournantes – Partie 2 : Turbines à vapeur et alternateurs installés sur fondation radier, excédant 50 MW avec des vitesses normales de fonctionnement de 1 500 r/min, 1 800 r/min, 3 000 r/min et 3 600 r/min ».
- ISO 10816-3, « Vibrations mécaniques – Évaluation des vibrations des machines par mesurages sur les parties non tournantes – Partie 3 : Machines industrielles de puissance nominale supérieure à 15 kW et de vitesse nominale entre 120 r/min et 15 000 r/min, lorsqu'elles sont mesurées in situ », 2009.
- ISO 10816-4, « Vibrations mécaniques – Évaluation des vibrations des machines par mesurages sur les parties non tournantes – Partie 4 : Ensembles de turbines à gaz, à l'exception des turbines dérivées de celles utilisées en aéronautique », 1998.
- ISO 10816-5, « Vibrations mécaniques – Évaluation des vibrations des machines par mesurages sur les parties non tournantes – Partie 5 :

- Groupes générateurs de puissance et installations de pompage hydrauliques », 2005.
- ISO 10816-6, « Vibrations mécaniques – Évaluation des vibrations des machines par mesurages sur les parties non tournantes – Partie 6 : Machines alternatives de puissance nominale supérieure à 100 kW », 1995.
- ISO 13372, « Surveillance et diagnostic des machines – Vocabulaire », 2004.
- ISO 14694, « Ventilateurs industriels – Spécifications pour l'équilibrage et les niveaux de vibration, 2003.
- ISO 14695, « Ventilateurs industriels – Méthode de mesure des vibrations des ventilateurs », 2003.
- ISO 18436-1, « Surveillance et diagnostic d'état des machines – Exigences relatives à la formation et à la certification du personnel – Partie 1 : Exigences relatives aux organismes de certification et au mode opératoire de certification », 2004.
- ISO 18436-2, « Surveillance et diagnostic d'état des machines – Exigences relatives à la formation et à la certification du personnel – Partie 2 : Surveillance des vibrations et diagnostic d'état des machines », 2003.
- ISO 18436-3, « Surveillance et diagnostic d'état des machines – Exigences relatives à la qualification et à l'évaluation du personnel – Partie 3 : Exigences relatives aux organismes de formation et au processus de formation », 2008.
- NF E 60034-14, « Vibrations mécaniques de certaines machines de hauteur d'axe supérieure ou égale à 56 mm – Mesurage, évaluation et limites de l'intensité vibratoire », 2007.

■ Publications et thèses

- BAT G., « *Diagnostic vibratoire des moteurs asynchrones* », note d'applications Brüel et Kjaer, *BO 345-11*, 1990. Traduction et compléments par B. Bennevault et C. Pachaud.
- BOULENGER A., « Maintenance conditionnelle par analyse des vibrations », *Techniques de l'ingénieur*, 2006.
- BENNEVAULT B., « Détection précoce des défauts dans les roulements, analyse d'enveloppe et facteur de crête », note d'applications Brüel & Kjaer, *BO 344-11*, 1989.
- CARREAU D., « Surveillance des roulements par analyse des vibrations », *CETIM Informations*, avril 1990.

- CARREAU D., BARDOU O., RANDAL R., SIDAHMED M., « Réflexions sur les systèmes et méthodes de surveillance des roulements », *Revue de la SFM*, décembre 1994.
- PACHAUD C., « Détection des défauts localisés par analyse des résonances hautes fréquences », *Colloque GAMI, Lyon*, juin 1988.
- PACHAUD C., « Détection des défauts électromagnétiques par analyse spectrale des vibrations et du courant d'alimentation et par démodulation amplitude/fréquence des composantes cinématiques de base », *CETIM*, Senlis, octobre 1992.
- PACHAUD C., « La démodulation amplitude/fréquence/phase et sa contribution à la surveillance des machines », *Conférence internationale sur les progrès récents des méthodes de surveillance acoustiques et vibratoires*, *CETIM*, Senlis, octobre 1995.
- PACHAUD C., « Contribution du facteur de crête et du kurtosis à l'identification des défauts induisant des forces impulsionnelles périodiques », *Mécanique industrielle et Matériaux*, vol. 50, n° 2, juin 1997.
- PACHAUD C., Vasselín J.-L., « Diagnostic de machines : quels critères, pour quels indicateurs ? », *4^e Conférence internationale sur les méthodes de surveillance acoustiques et vibratoires*, *UTC*, Compiègne, octobre 2001.
- PACHAUD C., « L'analyse de l'intensité du courant statorique : outil de surveillance et de diagnostic », *J3eA, Journal sur l'enseignement des sciences et technologies de l'information et des systèmes*, vol., Hors-Série n° 4, 12, 2005.
- RANDALL R., « L'analyse cepstrale et le diagnostic des défauts dans les réducteurs/multiplicateurs », note d'applications Brüel & Kjaer, *BO 306-11*. Traduction par B. Bennevault et C. Pachaüd.
- SIDAHMED M., « Traitement du signal et détection précoce des défaillances de machines », *CETIM Informations*, juillet 1991.
- SIDHAMED M., « Détection précoce des défauts dans les engrenages par analyse vibratoire », *Revue de la S.F.M*, novembre 1990.

■ Revues périodiques spécialisées

Fonction maintenance,

Maintenance & Entreprise,

Revue du Groupement pour l'Avancement de la Mécanique Industrielle (GAMI).

■ Documentation technique de divers prestataires et fournisseurs

01 dB,	Bently Nevada,
Brüel & Kjaer,	CSI,
dB Vib,	Dynae,
Entec IRD,	Mobil,
Schenck,	SKF.

INDEX ALPHABÉTIQUE

A

accéléromètres 70, 71, 77
accouplements 191, 286
aléatoire 4
alignement 188
amortissement 14, 15
amplificateurs 87
amplitude 4, 6, 309
 crête 7
 crête à crête 7, 151
 efficace 7, 24, 151
analyse
 de l'intensité du courant 157
 modale 166
 spectrale du courant d'alimentation 253
 temps-fréquence 172
analyseurs de signaux 92
appareils de mesure d'indicateurs
 scalaires larges bandes 87

B

balourd 63, 175, 178, 186
bande passante 72, 79

C

cavitation 200
cepstre 134, 154, 309

collecteurs informatisés 89
comportement torsionnel 125
concaténation 112
conditionneurs 70, 83
convertisseurs analogique/numérique 70, 87
courbes d'évolution 297
cylindres 286

D

défauts
 d'alignement 188
 d'engrenages 229
 de courroie 195
 de roulements 24, 207
 électromagnétiques 175, 243, 244, 249
dégradation 191
déséquilibre 178
détection d'enveloppe 138, 156, 223

E

échantillonnage 40
échelle logarithmique 60
effet de masque 104
efforts
 directionnels 277
 tournants 277

électromagnétique 242
équilibrage 166

F

facteur de crête 8, 24, 114, 115, 310
fenêtrage 42
fenêtre de Hanning 44, 49, 56
filtre 85
 à balayage 40
 anti-repliement 41
 passe-bande 85
 passe-bas 86
 passe-haut 86
flexion du rotor 188
fonction de transfert 18, 310
fond de spectre 48
fouettlement d'huile 186
fréquence 4, 5, 311
 d'échantillonnage 150
 propre 15, 19, 202, 311
frottement 199

G

gabarit 110
 cepstral 136

H

HFRT 139
historique des pannes 301

I

indicateurs
 « défauts de roulements » 24, 114
 scalaires
 bandes étroites 108
 larges bandes 87, 103
intégrateurs 84

J

jeux 221

K

kurtosis 8, 24, 114, 117, 311

L

Lissajous 186

M

machines
 à régime variable 168
 alternatives 172, 206
mode propre 19, 138, 203
modulation 21
 d'amplitude 21, 28
 de fréquence 22, 142
monitoring 70, 272
moteurs 285
 asynchrones 243, 253
 synchrones 249, 253
moyennage spectral 46
multiplicateurs 70, 286

N

notions de seuil 102
numérisation 40

O

ondes de chocs 26
orbites 163, 311

P

paliers fluides 184, 311
périodicité 4
périodisation 42

phases 23
 pompes centrifuges 286
 pondération 44
 préamplificateurs 83
 proximètres 73

R

recouvrement 49
 réducteurs 286
 régime transitoire 125
 résolution spectrale 53
 résonances 66, 202, 312

S

sas alvéolaires 286
 seuils d'intervention 295
 spectre 35, 40, 60, 125, 312
 PBC 112
 spectrogramme 170, 171

surpresseurs 286

T

temps d'acquisition 53
 tournoiment 186
 transmission par courroies 194, 286

U

ultrasons 3

V

vélocimètres 76
 ventilateurs 286

Z

zoom 58, 131, 154